



Universidad
Carlos III de Madrid

Diseño y dimensionamiento de una instalación de Frio Solar para un bloque de viviendas

Trabajo de Final de Grado

Autor: Sergio de Castro Pizarro

Tutor: Javier Villa Briongos

Índice

0. Resumen

1. Objetivos del proyecto.....8

2. Introducción.....10

3. Frío Solar.....12

3.1. Máquinas de absorción/adsorción

3.1.1. Sistemas de absorción/adsorción cerrados

3.1.2. Sistemas de absorción/adsorción abiertos

4. Refrigeración por absorción.....18

5. Caso de estudio.....23

5.1. Descripción del edificio

5.2. Situación geográfica

5.2.1. Zona Climática

5.2.2. Orientación

5.2.3. Temperatura media del agua de la red

5.2.4. Localización geográfica

5.2.5. Temperaturas representativas

5.2.6. Radiación incidente

5.2.7. Horas de Sol

5.3. Condiciones interiores

6. Estudio de la demanda energética.....29

6.1. Balance energético del edificio

6.1.1. Carga térmica por transferencia de calor

6.1.2. Carga térmica por radiación

6.1.3. Carga térmica por ventilación

6.1.4. Carga térmica por infiltraciones involuntarias

6.1.5. Carga térmica por aportaciones internas

7. Dimensionamiento de la máquina de absorción.....	44
7.1. Condiciones de contorno	
7.2. Cálculo de flujos másicos	
7.3. Balances de energía	
7.4. Cálculo de COP	
8. Dimensionamiento instalación solar.....	52
8.1. Cálculo de pérdidas en el colector	
8.1.1. Pérdida por convección exterior	
8.1.2. Pérdida por conducción en la cubierta	
8.1.3. Pérdida por conducción del aislante	
8.2. Cálculo del número de colectores	
9. Estudio económico.....	61
9.1. Inversión inicial	
9.2. Mantenimiento anual	
9.3. Coste del equipo de refrigeración por compresión mecánica	
9.4. Subvenciones	
9.5. Periodo de amortización	
10. Estudio medioambiental.....	63
10.1. Cálculo de emisiones de CO ₂	
10.2. Cálculo de emisiones de otros gases tóxicos	
11. Conclusiones.....	69

Índice de figuras

Figura 2.1. Ciclo simple de refrigeración por compresión mecánica

Figura 3.1. Efecto Peltier

Figura 3.2. Ciclo de refrigeración solar por chorro de vapor

Figura 3.3. Ciclo Pennington

Figura 3.4. Ciclo de refrigeración mediante absorción

Figura 4.1. Ciclo de absorción medio efecto

Figura 4.2. Ciclo de absorción de doble efecto

Figura 4.3. Comparación de COPs para sistemas simulados y experimentales

Figura 5.1. Vista en planta del caso de estudio

Figura 5.2. Orientación de las fachadas

Figura 5.3. Temperatura media de la red de agua Comunidad de Madrid

Figura 5.4. Irradiación diaria sobre un plano fijo

Figura 5.5. Condiciones interiores de diseño

Figura 7.1. Ciclo de absorción

Figura 7.2. Diagrama de Dühring

Figura 7.3. Porción del diagrama de Merkel

Figura 7.4. Verificación COP

Figura 8.1. Esquema básico de colector solar plano

Figura 8.2. Esquema de captador de vacío

Figura 8.3. Concentrador parabólico lineal (izda) Concentrador parabólico puntual (dcha)

Figura 8.4. Comparación económica captadores solares

Figura 8.5. Eficiencia Instantánea del colector

Figura 9.1. Gráfica precio KWh a lo largo del día

Índice de tablas

Tabla 2.1. Emisiones de gases generados por la red eléctrica

Tabla 3.1. Tipos de tecnología de frío solar

Tabla 4.1. Características en función de la configuración

Tabla 5.1. Desglose de áreas viviendas tipo 1 (Izda.) y tipo 2 (dcha.)

Tabla 5.2. Temperaturas representativas Leganés

Tabla 5.3. Valores climatológicos Leganés

Tabla 5.4. Media diaria horas de Sol

Tabla 6.1. Resistencias térmicas superficiales en $\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}/\text{Kcal}$ ($\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}/\text{W}$)

Tabla 6.2. Coeficiente de transmisión térmica de ventanas en $\text{kcal}/\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$ ($\text{W}/\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$)

Tabla 6.3. Coeficiente de transmisión térmica de puertas en $\text{Kcal}/\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$ ($\text{W}/\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$)

Tabla 6.4. Coeficientes de transferencia de calor

Tabla 6.5. Valores límite de coeficientes globales de transferencia de calor (Fuente: CTE)

Tabla 6.6. Desglose de áreas

Tabla 6.7. Caudales de aire exterior en dm^3/s por persona

Tabla 6.8. Consumos electrodomésticos

Tabla 6.9. Calor latente y sensible desprendido por persona en kcal/h

Tabla 6.10. Potencias caloríficas transmitidas

Tabla 7.1. Condiciones de contorno

Tabla 7.2. Propiedades termodinámicas del agua saturada. Tabla de temperaturas

Tabla 7.3. Valor de las entalpías en cada punto del circuito

Tabla 7.4. Flujos máxicos

Tabla 8.1. Ambito operacional captadores solares

Tabla 8.2. Factor de corrección K para superficies inclinadas en latitud 40°

Tabla 8.3. Resultados de la instalación solar

Tabla 9.1. Presupuesto de la inversión inicial

Tabla 9.2. Estimación del coste de instalación sistema de compresión mecánica

Tabla 9.3. Consumo eléctrico de refrigeración diario

Tabla 10.1. Consumo eléctrico de refrigeración diario

Tabla 10.2. Emisiones de gases generados por la red eléctrica

Tabla 10.3. Toneladas de gases tóxicos ahorradas por la instalación en 30 años

0. Resumen

En el presente proyecto se ha diseñado un sistema para satisfacer las necesidades de confort de una comunidad de vecinos de 84 viviendas situadas en Leganés. Dichas condiciones de confort son las necesidades de permanecer a una temperatura aceptable en los meses de verano. Para ello se ha realizado un estudio de necesidades energéticas del edificio teniendo en cuenta la estructura de los muros sobredimensionando el sistema al establecer como temperatura exterior de cálculo la máxima histórica en esta localización.

La necesidad energética del edificio sirvió como punto de partida para el diseño de la tecnología escogida. Esta necesidad corresponde con la potencia del evaporador de la máquina de absorción y, a partir de ese punto, se dimensionó el resto de elementos estableciendo unas condiciones de contorno necesarias que se correspondieran al máximo posible con la realidad. El objetivo del dimensionamiento era diseñar la máquina de absorción que posteriormente se compraría para llevar el proyecto a la realidad, sin embargo, debido a la imposibilidad de comprar algunos de los elementos por separado, se eligió una máquina de absorción completa que se ajustara al máximo posible al diseño realizado.

El dimensionamiento de los elementos del circuito de absorción posibilitó el dimensionamiento de la instalación solar, ya que, el requerimiento energético hallado en el generador sería la energía que debían aportar los colectores planos. Se tuvieron en cuenta ciertas pérdidas en la instalación, obviando otras debido al gran nivel de sobredimensionamiento al que se había llegado en cálculos anteriores. Así se definió la superficie solar necesaria para satisfacer la demanda energética del absorbedor.

Con todo definido se realizó el estudio económico. Este estudio reflejó que la instalación no es autosostenible económicamente, sino que, necesita de ayudas estatales para poder llegar a ser viable en este aspecto.

El estudio medioambiental, por otro lado, manifestó el gran potencial climático de este tipo de proyectos y mostró la necesidad de orientar la tecnología hacia una evolución de las fuentes energéticas en cuanto a su uso.

Aunque es cierto que en este proyecto en concreto no está clara la viabilidad económica, existen alternativas en las que la viabilidad ambiental no comprometa la viabilidad económica como podría ser la utilización de una fuente de energía alternativa para la ayuda de aporte de calor en la instalación solar. Una alternativa plausible sería la utilización de una caldera como sustento de esta que utilice como combustible biomasa o gas natural ya que ambas tienen un ratio de emisiones de gases tóxicos y CO₂ menor que la red eléctrica en la actualidad.

Estableciendo un solo comentario a nivel personal, espero que la realización de este tipo de proyectos fomente paulatinamente la conciencia social de hacia donde debemos evolucionar como sociedad y se deje de volcar tanto interés en el nivel económico en favor del criterio medioambiental.

1. Objetivos del proyecto

El objetivo del presente proyecto consiste en el diseño de una instalación solar, así como el dimensionamiento de una máquina de absorción con energía solar. Dicha instalación está orientada a satisfacer las necesidades climáticas de una comunidad de vecinos de 84 viviendas situada en el municipio de Leganés, en la Comunidad de Madrid, en los meses de verano.

Para ello se realizará un estudio de la demanda energética de las viviendas en función de su localización y orientación, entre otros factores, que condicionará el diseño y dimensionamiento de la instalación.

A su vez el proyecto consta del estudio y valoración del correspondiente impacto ambiental así como de la rentabilidad de llevar a la práctica todo lo expuesto anteriormente.

Por último, todo el proyecto se desarrollará obedeciendo a la normativa vigente en España sobre energía e infraestructuras:

- El Código Técnico de la Edificación (CTE)
- Reglamento de Instalaciones Térmicas en edificios (RITE)
- Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura

2. Introducción

Actualmente, y desde hace años, el ser humano está volcando gran parte de sus recursos, tanto técnicos como económicos, en mejorar la eficiencia en el uso de la energía consumida para satisfacer sus necesidades. Un claro ejemplo de esta búsqueda de optimización lo encontramos en el desarrollo de nuevas estructuras y materiales para la construcción de viviendas en todo el marco del ámbito español con el fin de minimizar las pérdidas energéticas relacionadas con la transferencia de calor y las emisiones de CO₂ provocadas por las necesidades de confort de sus habitantes.

Debido a una menor necesidad de confort y concienciación medioambiental, la importancia de la eficiencia energética en la construcción de edificios no se convirtió en un factor importante hasta la década de los 90 por lo que, los edificios construidos con anterioridad presentan una cuota de aprovechamiento de la energía escasa e insuficiente para los requerimientos energéticos actuales. Según datos del Instituto Nacional de Estadística (INE), en 2011 el parque de viviendas español ascendía hasta más de 25 millones de las cuales cerca de un 83,4% están habitadas. De esta cantidad un 70% son viviendas construidas antes de 1991, es decir que, en España, existen más de 14,7 millones de viviendas con un coeficiente de aprovechamiento muy bajo y con unas emisiones de CO₂ por encima de lo actualmente deseable.

A nivel nacional, el consumo de energía en el ámbito residencial no es un dato que pueda pasar desapercibido. El Ministerio de Industria, Energía y Turismo estimó que el gasto energético dedicado a este sector en 2012 fue del 18,7% del consumo energético total del país.

Por otra parte, en los últimos años la sociedad ha evolucionado hacia un momento en el que la necesidad de comodidad ha aumentado considerablemente, lo que ha llevado a que el 44% del consumo de energía de un hogar vaya destinado a la climatización del mismo. [1]

Teniendo estos datos en cuenta se vuelve cada más importante focalizar recursos en la mejora del aprovechamiento de las fuentes primarias de energía de este sector y esta labor exige centrar la atención en el desarrollo de orígenes renovables de energía.

El desarrollo en el sector de climatización está volcado en la optimización de los sistemas de acondicionamiento invernal debido a que su consumo es mucho mayor que en el caso de la refrigeración en verano. Sin embargo, pese a esto, se ha de tener en cuenta el incremento anual de equipos de aire acondicionado instalados en España y su consecuente aumento de consumo de energía, por lo que, empieza a crecer la importancia de desarrollar tecnologías sostenibles para este tipo de sector.

Hoy en día, la refrigeración por compresión mecánica es el método más utilizado para la producción de frío en climatización de estancias. Su esquema simple trata de un compresor mecánico, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador.

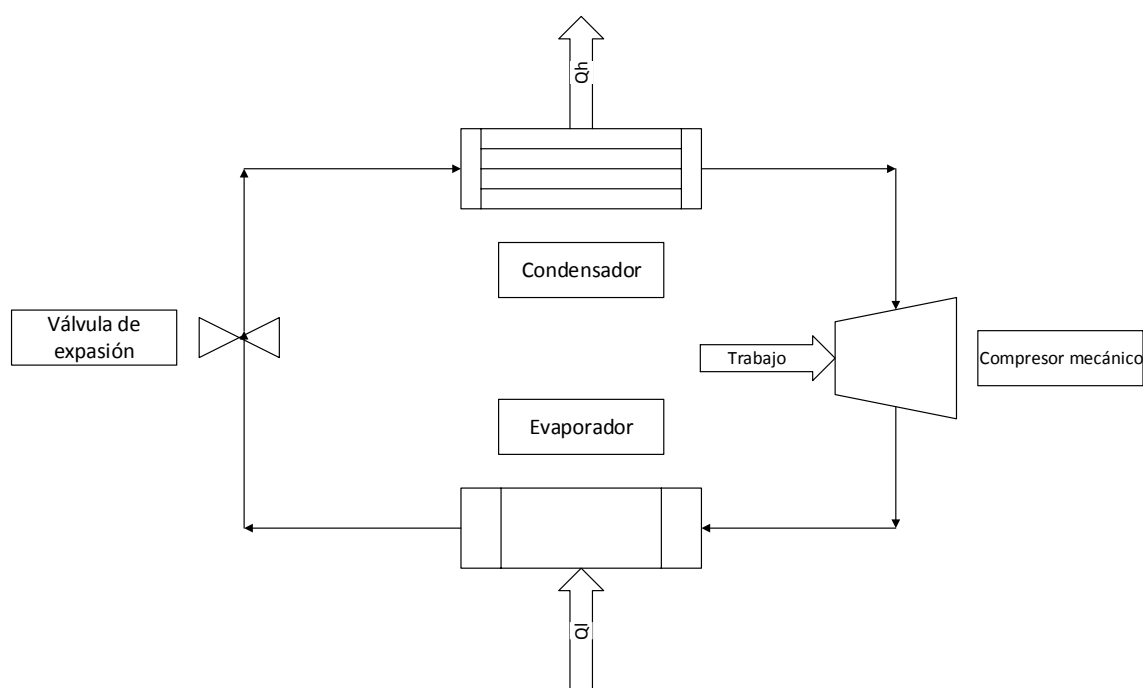


Figura 2.1. Ciclo simple de refrigeración por compresión mecánica

El compresor mecánico transforma la energía eléctrica en mecánica con el fin de aumentar la presión del refrigerante. A continuación este se condensa cediendo calor al ambiente o a un circuito secundario manteniendo su presión y posteriormente se expande en el tubo capilar. La utilidad de este circuito, para el caso de refrigeración, radica en el evaporador donde el refrigerante absorbe calor del ambiente a enfriar provocando una pérdida de temperatura determinada para el confort en la estancia. El problema principal de este método es que la fuente principal de energía es la electricidad proporcionada al compresor y cuya fuente primaria es mayoritariamente de origen fósil con su correspondiente coste económico y ambiental. En la Tabla 2.1 se puede ver representado el coste ambiental adherido a la utilización de este tipo de tecnología.

Componente	g componente/KWh
CO ₂	3624
CO	0,567
NO _x	0,263
SO _x	0,380

Tabla 2.1. Emisiones de gases generados por la red eléctrica (Fuente: [1] y [6])

Debido a la emisión de estos componentes a la atmósfera se promueve el desarrollo del efecto invernadero y la destrucción de la capa de ozono, lo que está provocando un

cambio climático en todo el planeta que induce un aumento en la temperatura de este, un aumento del nivel del mar y el consecuente calentamiento de sus aguas, y trastornos en la flora y la fauna de todo el mundo provocando, incluso, la extinción de ciertas especies de seres vivos.

En la actualidad, con el fin de reducir este impacto, se han desarrollado diversas tecnologías de origen renovable pero la mayoría están orientadas a la generación masiva de electricidad para satisfacer la necesidad de grandes centros urbanos. A nivel residencial, destaca por encima del resto de posibilidades la utilización del Sol como fuente de energía primaria para la generación de frío en la vivienda.

3. Frío Solar

El objetivo de este apartado es la descripción y la realización de un análisis de las diferentes formas de aplicación de la tecnología de frío solar con el fin de realizar una elección justificada de la técnica a utilizar en el proyecto.

La primera opción consiste en utilizar la energía del Sol para conseguir electricidad con la que satisfacer la demanda del compresor mecánico. Esta electricidad puede ser conseguida mediante paneles fotovoltaicos utilizando el efecto Peltier. El efecto Peltier consiste en la creación de flujos de electrones por una diferencia de temperatura en un material termo-eléctrico. Los paneles fotovoltaicos consisten en paneles con gran número de celdas con materiales termo-eléctricos en los que el incremento de temperatura es provocado por la radiación solar. Sin embargo este método de producción de electricidad, en la actualidad, es tan ineficiente que no se tiene en cuenta como una opción viable en la realización de proyectos sostenibles y ejemplo de ello es la inexistencia de datos relacionados con la eficiencia de esta tecnología en los estudios observados para la realización del presente proyecto.

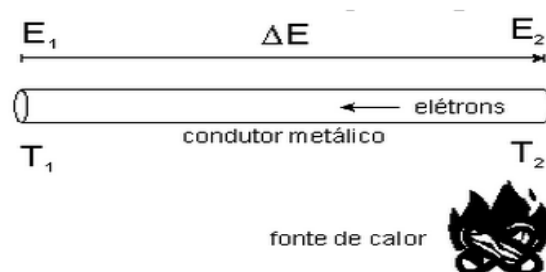


Figura 3.1. Efecto Peltier (Fuente: https://es.wikipedia.org/wiki/Efecto_termoelectrico)

Otro modo de aplicar el frío solar es aprovechar la energía térmica solar para evaporar agua y transformarla directamente en energía mecánica.

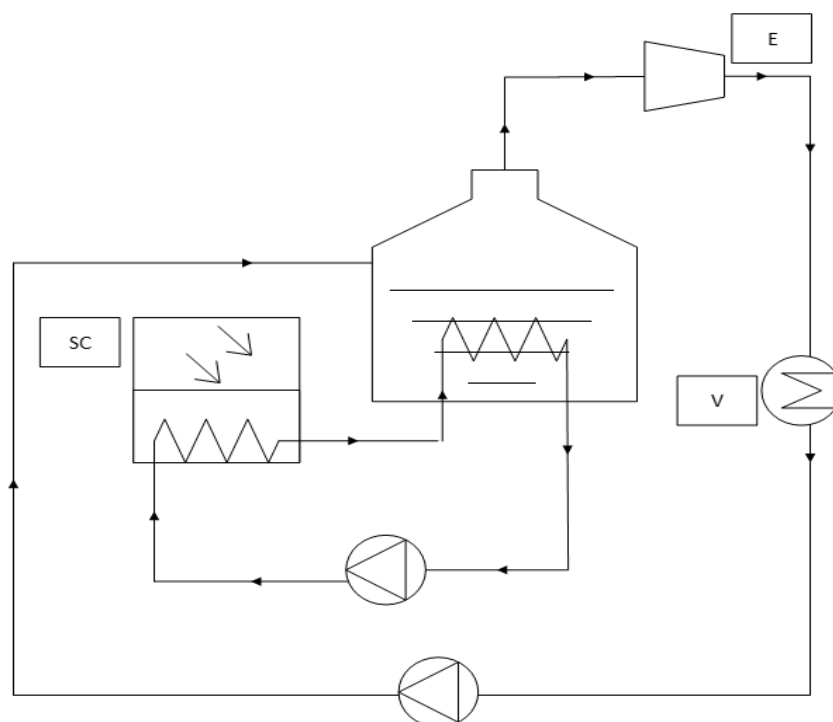


Figura 3.2. Ciclo de refrigeración solar por chorro de vapor

El vapor producido por el colector SC pasa por el eyector E. Aquí la presión del evaporador se reduce y el agua se evapora en V proporcionando frío al ambiente. No obstante la eficiencia del ciclo sigue siendo excesivamente baja.

3.1 Máquinas de absorción/adsorción

Las máquinas de sorción constituyen la mejor alternativa en la aplicación de energías renovables para la climatización de edificios. Su funcionamiento está basado en la capacidad fisicoquímica de ciertas sustancias de absorber o adsorber otras sustancias en estado líquido o gaseoso. Para el análisis de las máquinas de sorción se ha utilizado como fuente el artículo de 2013 *"Review of solar refrigeration and cooling systems"*.

Dentro del ámbito de las máquinas de absorción/adsorción podemos distinguir dos grupos principales según el ciclo sea abierto o cerrado.+

Tipo de sistema	Tipo de tecnología
Sistemas cerrados	Refrigeración por adsorción
	Refrigeración por absorción
Sistemas abiertos	Sistemas de desecante sólido
	Sistemas de desecante líquido

Tabla 3.1. Tipos de tecnología de frío solar (Fuente: [2])

3.1.1 Sistemas de absorción/adsorción cerrados

En este tipo de tecnología existen dos métodos de llevarla a cabo: refrigeración por adsorción y refrigeración por absorción.

➤ Refrigeración por adsorción

El proceso de adsorción es el proceso mediante el cual una sustancia es asimilada por otra a nivel superficial pasando de estado gaseoso a estado líquido. Debido a su carácter superficial el proceso debe llevarse a cabo en un sólido poroso. Cuando la molécula en estado gaseoso contacta con la superficie del sólido, con una presión mayor a la presión de vapor del refrigerante, este pasa a estado líquido adhiriéndose a este.

La pareja de sustancias elegidas tienen gran peso en la eficiencia final del ciclo por ello se debe elegir una pareja lo más afín posible. Hoy en día la elección se reduce a tres parejas: Silica Gel/Agua, Carbón activo/Metanol y Carbón activo/Amoníaco siendo la primera de ellas la más utilizada por su coste y su inocuidad medioambiental.

El ciclo de adsorción está compuesto por dos cámaras de adsorción, un evaporador y un condensador. El agua pasa a estado de vapor a baja presión y temperatura para pasar a la cámara de adsorción donde será adsorbido por el gel de sílice. En la segunda cámara de adsorción el desecante es regenerado mediante calor, un impacto térmico provocado por el agua proveniente del colector solar libera el vapor de la silica haciendo que este pase al condensador. Una vez allí, el vapor pasa a estado líquido cayendo por gravedad de nuevo al evaporador.

El problema principal de este ciclo es su discontinuidad debido a la necesidad de traslado de una cámara a otra del sólido, sin embargo, con la instalación de válvulas de mariposa podemos redirigir el flujo de agua e invertir el uso de las cámaras de sorción lo que otorga continuidad al circuito.

Otro problema de la utilización de este tipo de ciclos es la baja conductividad térmica del gel de sílice lo que provoca un bajo COP llegando a estar en un máximo de 0.2-0.3 con la utilización de tubos de vacío como colectores.⁷

➤ Refrigeración por absorción

El proceso de absorción difiere de la adsorción en que esta última es un proceso superficial mientras que la absorción trata de un proceso volumétrico. El tratarse de un proceso volumétrico implica la utilización de un desecante líquido.

En el siglo XVIII se observó que en presencia de ácido sulfúrico (H_2SO_4) se podía fabricar hielo evaporando agua dentro de un contenedor. Posteriormente, en 1859, Ferdinand Carré desarrolló la primera máquina de absorción con fines comerciales utilizando como pareja de fluidos amoníaco (NH_3) y agua. Finalmente en 1950 se introdujo la pareja de fluidos más utilizada hoy en día debido a su gran afinidad y su nulo efecto medioambiental, bromuro de litio y agua ($\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$).

El funcionamiento de este tipo de ciclos es parejo a la compresión mecánica sustituyendo el compresor mecánico por un compresor térmico. El compresor térmico está compuesto por un absorbedor, una bomba y un generador. Tras el evaporador de baja presión (en torno a 1 KPa) el agua o el amoníaco en estado de vapor pasa al absorbedor donde el fluido afín es pulverizado y absorbe el vapor de refrigerante consiguiendo una disolución rica de fluido caloportador. Con la utilización de una bomba la disolución pasa al generador donde, gracias a una fuente de calor, el vapor de refrigerante es separado del fluido afín para pasar al condensador de baja presión donde se convertirá en agua líquida a unos 10 KPa. El fluido caloportador, por su parte, vuelve por gravedad al absorbedor para continuar con el ciclo.

Con el fin de aumentar la eficiencia del ciclo se puede aprovechar el calor residual del líquido afín a su vuelta al absorbedor para precalentar la disolución rica que se dirige al generador.

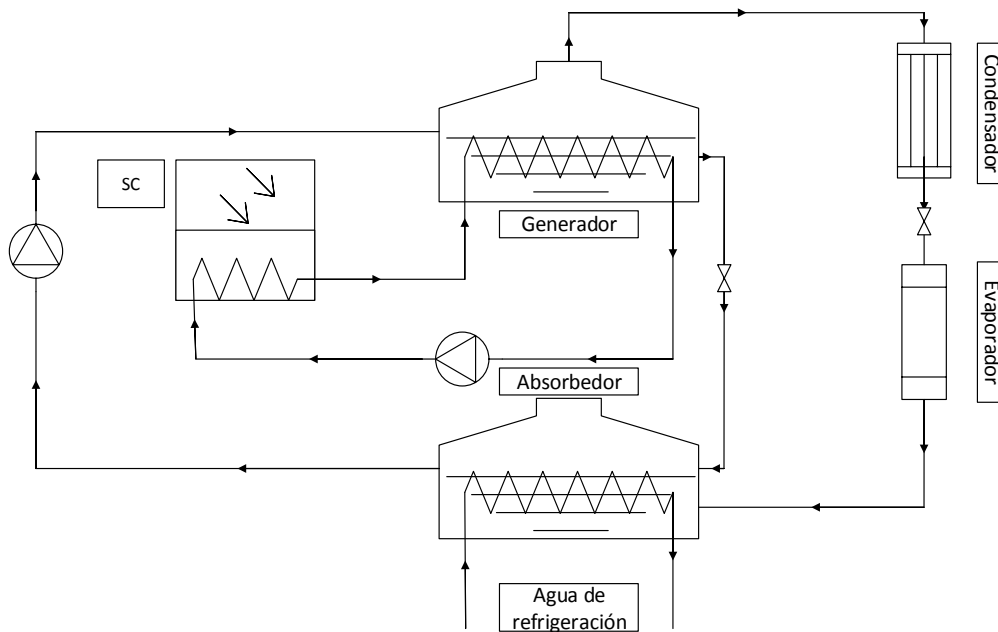


Figura 3.4. Ciclo de refrigeración mediante absorción

El COP típico de este tipo de ciclos ronda el 0.7-0.8, sin embargo, si se utiliza un ciclo de doble efecto este aumenta a 1.2-1.3 o incluso si se diseña un ciclo de triple efecto este podría aumentar hasta 1.8, no obstante, para aplicación residencial necesitaríamos una temperatura en el foco de calor de más de 200°C lo que implicaría la utilización de concentradores solares lo que elevaría el precio de la instalación considerablemente.

3.1.2 Sistemas de absorción/adsorción abiertos

Este tipo de sistemas se refiere a sistemas en los que, además de acondicionar la temperatura del aire, humidifican o deshumidifican este según los requerimientos. Tratan básicamente de dos procesos. En el primero (proceso de sorción) el desecante se impregna de la humedad del aire debido a la diferencia en la presión de vapor del agua contenida en el aire y la del desecante elegido. En el segundo (proceso de desorción), gracias a una fuente de calor, el desecante húmedo se calienta y se hace pasar el aire de retorno por la disolución de desecante y agua dejando este de nuevo seco para volver a iniciar el ciclo. Un aspecto positivo de este tipo de ciclos es que, al ser abiertos, se trabaja a presión atmosférica lo que ayuda al diseño y dimensionamiento de la instalación.

Según el tipo de desecante utilizado podemos encontrar sistemas de sorción con desecante sólido o líquido.

➤ Sistemas de desecante sólido

En este tipo de sistemas, el desecante más utilizado es gel de sílice (Silica gel). Este desecante se introduce en una rueda denominada rueda desecante que gira. El aire húmedo se hace pasar por el hemisferio inferior de la rueda que, debido a su giro, pasa a la parte superior de la misma por donde se hace pasar el aire caliente que absorbe la humedad de la rueda dejándola seca. El ciclo de este tipo de sistemas es conocido como ciclo Pennington y su esquema incluyendo la energía solar como foco caliente es el siguiente.

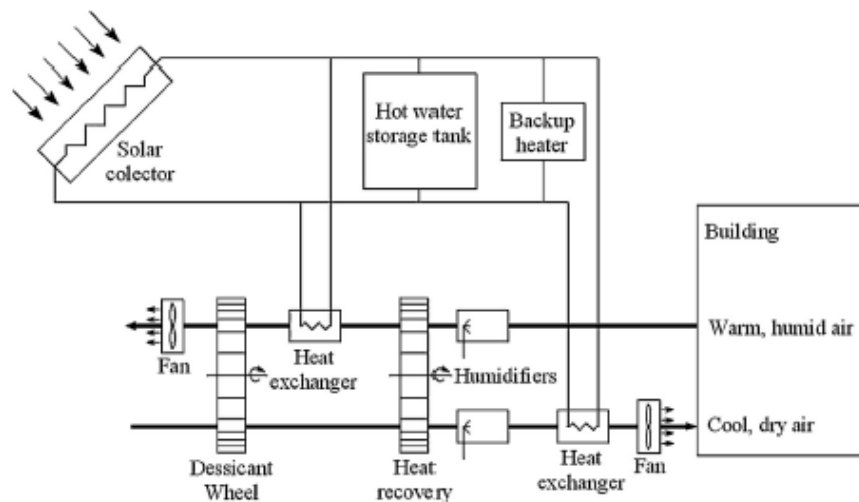


Figura 3.3. Ciclo Pennington (Fuente: [2])

Después de pasar por la rueda desecante el aire es sometido a un pre-enfriado en otra rueda donde el calor robado al inicio del ciclo es cedido al aire de retorno en la parte superior de la misma. Tras ser pre-enfriado el aire pasa por unos humidificadores que junto a una fuente de calor (en nuestro caso agua caliente proveniente del colector solar) constituyen un enfriador evaporativo que deja el aire frío y seco.

Tras climatizar el edificio entramos en la segunda parte del ciclo. El aire caliente y húmedo sufre otro enfriamiento evaporativo por el cual la rueda que anteriormente pre-enfrió el aire, cede calor al aire volviendo a estar como al inicio del ciclo. Posteriormente el aire vuelve a absorber calor del agua del colector para que esta llegue fría otra vez a este. Por último el aire caliente se empapa de la humedad del desecante y es expulsado al exterior terminando el ciclo.

Al trabajar con Silica Gel conseguimos obtener una gran estabilidad térmica utilizando temperaturas de entre 80 y 150 °C por lo que dependiendo del uso

podemos utilizar colectores solares planos y tubos de vacío. Sin embargo el coste de la maquinaria y de operación es excesivo para el uso residencial.

➤ **Sistemas de desecante líquido**

Los materiales más utilizados en estos sistemas son el bromuro de litio (LiBr), el cloruro de calcio (CaCl) y el cloruro de litio (LiCl). Estos materiales son pulverizados al aire para deshumidificarlo. Una vez deshumidificado la disolución es bombeada hacia la zona de regeneración del aire donde el aire vuelve a adquirir humedad antes de ser expulsado al exterior. El resto del ciclo es análogo al de los sistemas de desecante sólido.

El problema principal de estos sistemas, además del coste de la maquinaria, es la corrosión provocada por las sales inorgánicas y el arrastre de desecante en el aire. Esto eleva los costes de mantenimiento y eleva el coste debido a la necesidad de instalar filtros especiales que impidan el paso de la disolución de desecante y agua.

En término de eficiencia los sistemas de sorción abiertos presentan un problema. Este tipo de sistemas tienen un COP de entorno a un 0.6 en el caso de los sólidos y un 0.8 en el caso de los líquidos. Esto hace que nos tengamos que replantear el uso actual de este tipo de sistemas.

Los ciclos abiertos presentan grandes problemas espaciales ya que su uso implicaría la necesidad de una superficie grande para la instalación de todos sus elementos. Si se centra la atención en la eficiencia dada por el COP, claramente los ciclos de absorción presentan, en un principio, un coeficiente significativamente mayor a los conseguidos por adsorción. Al mismo tiempo, los costes de instalación necesarios para el ciclo de absorción son inferiores a su homólogo sólido.

4. Refrigeración por absorción

Una vez elegida la tecnología de la absorción como método de obtención de frío en este apartado se realizará una descripción más exhaustiva de esta definiendo las diferentes formas configuracionales y las posibles mezclas a utilizar en el circuito estableciendo sus límites y sus ámbitos de operación.

En cuanto a la cuestión configuracional, existen tres opciones las cuales se basan en la cantidad de condensadores o compresores térmicos que se utiliza en la instalación.

Para este análisis se recurre a datos aportados en el artículo de 2011 “*A review for research and new design options of solar absorption cooling systems*” ([10]) en el que se han realizado experimentos con las diferentes configuraciones de esta tecnología.

- **Simple efecto**

Esta configuración es la más simple y se corresponde con el esquema mostrado en la figura 3.4. En ámbito operacional de este tipo de ciclos se utiliza para ambientes cálidos no superiores a 55 °C con una temperatura de entrada del agua de entre 35 y 95 °C. En el estudio mencionado se desarrolla una instalación en España con el objetivo de satisfacer una potencia frigorífica de 4.5 kW. Durante los meses de verano se consigue un COP operacional del orden de 0.58.

- **Medio efecto**

Esta configuración es similar a la anterior pero con la existencia de dos compresores térmicos conectados en serie. Con esta configuración se consigue un precalentamiento de la disolución en el primer compresor tal y como se muestra en la figura 4.1.

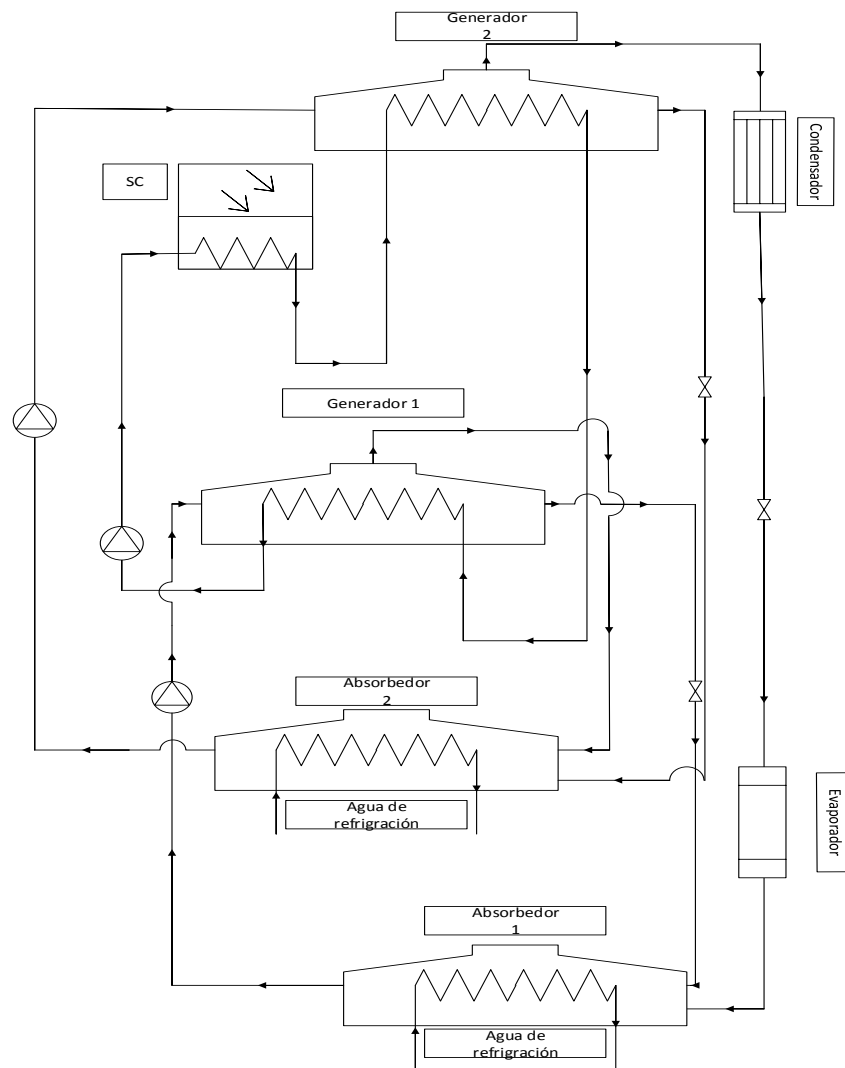


Figura 4.1. Ciclo de absorción medio efecto

Realizando la misma práctica que para el ciclo de efecto simple el COP conseguido varía, de media, entre 0.36 y 0.38. Sin embargo, con este tipo de ciclo el riesgo de cristalización de la mezcla es menor y su ámbito operacional es más propicio para ambientes con una temperatura ambiente superior a 50 °C y una temperatura del agua a la entrada del ciclo superior a 100 °C.

- **Doble efecto**

Los ciclos de absorción de doble efecto consisten en la introducción de dos fases de de compresión como en el caso anterior y dos fases de condensación. En la figura 4.2. se muestra esta configuración.

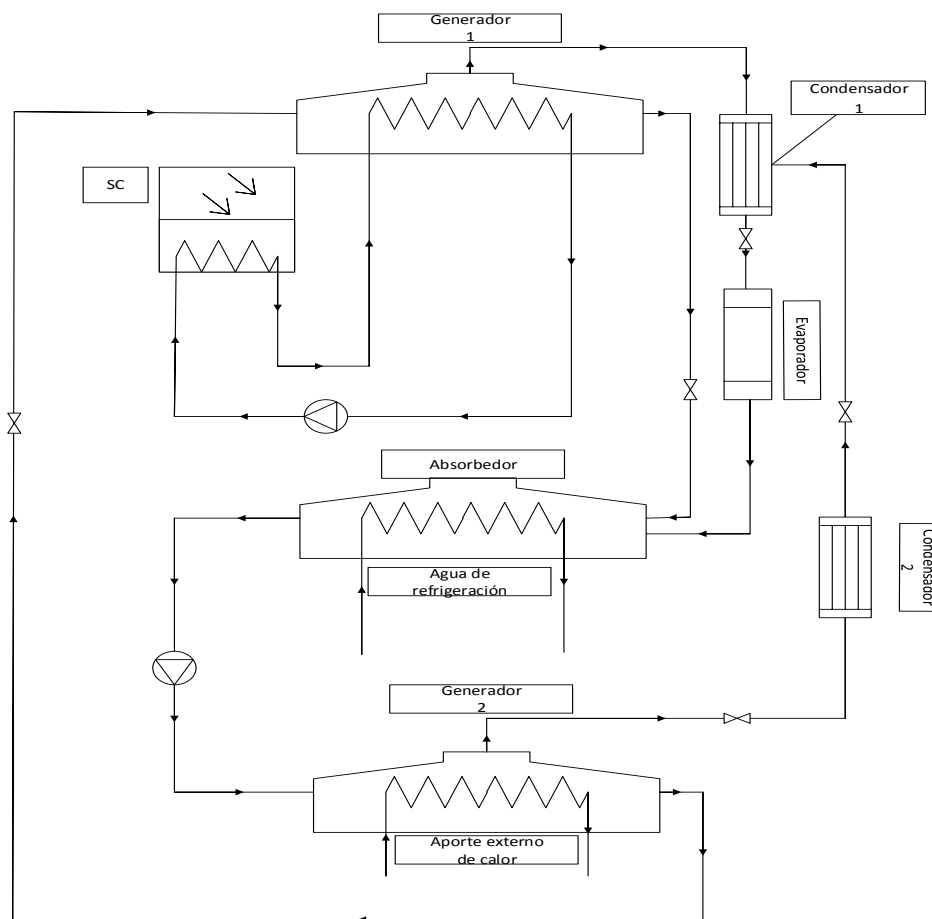


Figura 4.2. Ciclo de absorción de doble efecto

Con el mismo experimento, los resultados muestran una eficiencia mayor que en el caso de simple efecto llegando a alcanzar COPs de 1.0-1.1. Para llegar a alcanzar este COP es necesaria alcanzar una temperatura de agua de entrada de 150-160°C por lo que la utilización de colectores solares planos, como en los casos anteriores, se imposibilita debiendo utilizar tubos de vacío elevando considerablemente la inversión inicial de la instalación. La condiciones de operación de este tipo de ciclos abarca tanto temperaturas medias ambientales, en torno a 40 °C, como temperaturas extremas superiores a 50 °C, lo que hace de esta configuración la más versátil, sin embargo su principal problema es su precio y su periodo de amortización.

Tipo de configuración	Condiciones ambientales [°C]	Temperatura de entrada de agua [°C]	COP
Simple efecto	30-55	35-95	0,6-0,9
Medio Efecto	>50	100-130	0,3-0,4
Doble Efecto	>30	90-160	0,8-1,1

Tabla 4.1. Características en función de la configuración

Basándonos en estos datos, la aplicación de la tecnología en el vigente proyecto, la implicación económica de cada una y las condiciones ambientales de la zona de aplicación (que se expondrán posteriormente), se decide utilizar el ciclo de simple efecto para el desarrollo del estudio por su bajo coste de inversión, su mayor facilidad de mantenimiento y sus condiciones operacionales.

Paralelamente a este análisis, se debe elegir la pareja de líquidos caloportadores que circulará por el circuito.

Actualmente, por motivos de rendimiento y afinidad, la pareja de fluidos más utilizadas son $H_2O/LiBr$ y NH_3/H_2O . Recurriendo a un estudio realizado en 2014 en la Universidad de Agricultura de Pakistan [9], se observan los resultados experimentales y simulados de un ensayo sobre el COP del circuito de simple efecto en función de la temperatura del agua a la entrada al circuito de estas parejas de fluidos, así como el caso de adsorción con la utilización de agua y silica gel.

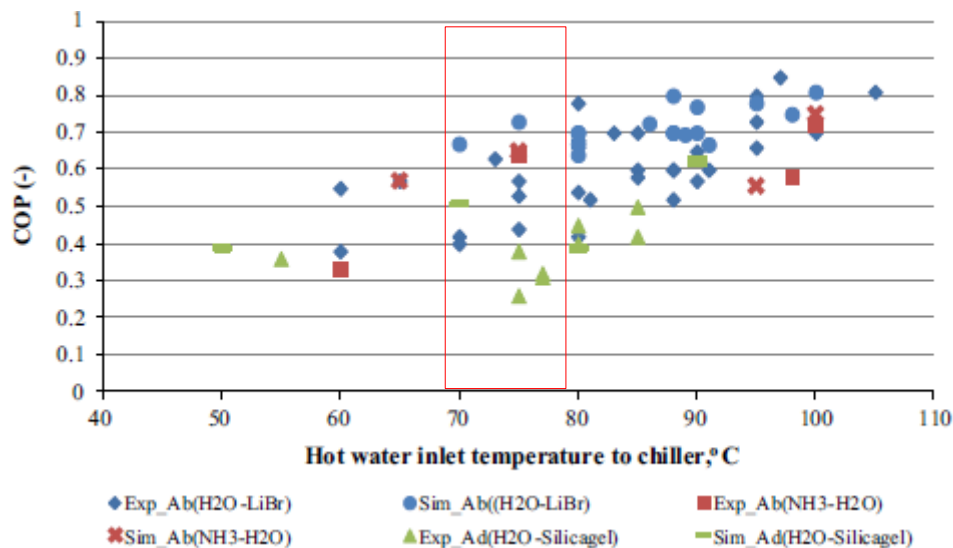


Figura 4.3. Comparación de COPs para sistemas simulados y experimentales. (Fuente: [9])

La gráfica muestra cómo, en términos de eficiencia, la pareja compuesta por $H_2O/LiBr$ es la que mejor se comporta tanto en las simulaciones como en los ensayos. Se ha recuadrado la zona en la que se preve que se trabajará. Si a esto se añade el hecho de la existencia de pequeñas fugas a lo largo de la vida de la instalación y la toxicidad del amoniaco para el ser humano, la elección final de utilizar esta pareja para la instalación parecer ser la más apropiada.

5. Caso de estudio

En este apartado se establece una descripción del edificio objeto de estudio, así como los datos previos necesarios para el posterior dimensionamiento como son datos geográficos y térmicos tanto del edificio como del entorno en el que se encuentra.

Tal y como se ha explicado anteriormente en los objetivos del proyecto, el caso de estudio trata de una comunidad de vecinos de 84 viviendas repartidas en dos edificios. Cada edificio consta de 3 portales independientes con 8 plantas cada uno, existiendo 2 viviendas por planta a excepción de la planta baja que carece de viviendas. Cada domicilio tiene un total de 4 habitaciones con 2 baños un salón-comedor y una cocina.

Este apartado introducirá una exposición de los datos base necesarios para el posterior dimensionamiento tanto de la instalación solar como de la máquina de absorción.

5.1 Descripción del edificio

En la descripción del edificio se detallará la distribución y superficie de este así como de las viviendas localizadas en él.

➤ **Planta baja**

Esta planta consta de un recibidor de 19 m² anexionado a un cuarto de basuras y una sala de contadores que hacen un total de 24 m².

➤ **Viviendas tipo 1**

Las viviendas tipo 1 están compuestas de 3 dormitorios, una cocina con un tendedero, un salón-comedor, dos baños, un hall, un vestíbulo y una terraza. En cada planta hay 3 viviendas de este tipo. A continuación quedan adjuntadas las medidas de cada estancia así como el total de la vivienda

➤ **Viviendas tipo 2**

Las viviendas tipo 2 tienen un dormitorio extra. Sacrificando levemente el tamaño del salón. El resto de estancias son semejantes a las viviendas tipo 1. Como en el caso anterior, existen 3 viviendas de este tipo en cada planta.

Estancia	Superficie (m ²)	Estancia	Superficie (m ²)
Dormitorio 1	11.50	Dormitorio 1	11.50
Dormitorio 2	9.76	Dormitorio 2	9.76
Dormitorio 3	9.51	Dormitorio 3	9.51
Dormitorio 4	8.16	Cocina + Tendedero	8.16
Cocina + Tendedero	8.16	Salón-Comedor	19.88
Salón-Comedor	18.63	Baño 1	3.33
Baño 1	3.33	Baño 2	2.40
Baño 2	2.40	Hall	2.94
Hall	2.94	Vestíbulo	4.09
Vestíbulo	4.09	Total	71.57
Total	78.48		

Tabla 5.1. Desglose de áreas viviendas tipo 1 (Izda.) y tipo 2 (dcha.) (Fuente: Ayuntamiento de Leganés)

5.2 Situación geográfica

En este apartado se estudiarán los factores que implica que la comunidad de vecinos se encuentre en Leganés. Los factores que se analizarán serán:

- Zona climática según normativa
- Orientación
- Localización geográfica
- Temperatura del agua de la red
- Temperaturas representativas en verano (temperatura máxima y mínima)
- Cantidad diaria de Sol.

5.2.1 Zona climática

La zona climática establecida por el Código Técnico de Edificación va referida al cálculo de carga térmica con el fin de, tal y como este dice, *"evitar descompensaciones entre la calidad térmica de diferentes espacios"*. Se establecen unos valores máximos de transmitancia térmica para cerramientos y particiones interiores en función de la zona climática en la se ubique el edificio. Dado que el edificio está situado en la Comunidad de Madrid y el desnivel con respecto a la capital es menor de 200 metros, la zona climática queda determinada por el CTE como D3.

5.2.2 Orientación

La orientación del edificio es vital a la hora del aprovechamiento de la energía. Para establecer la orientación del edificio se debe verificar en el Código Técnico de Edificación donde se establecen los límites en cuanto a la orientación del edificio.

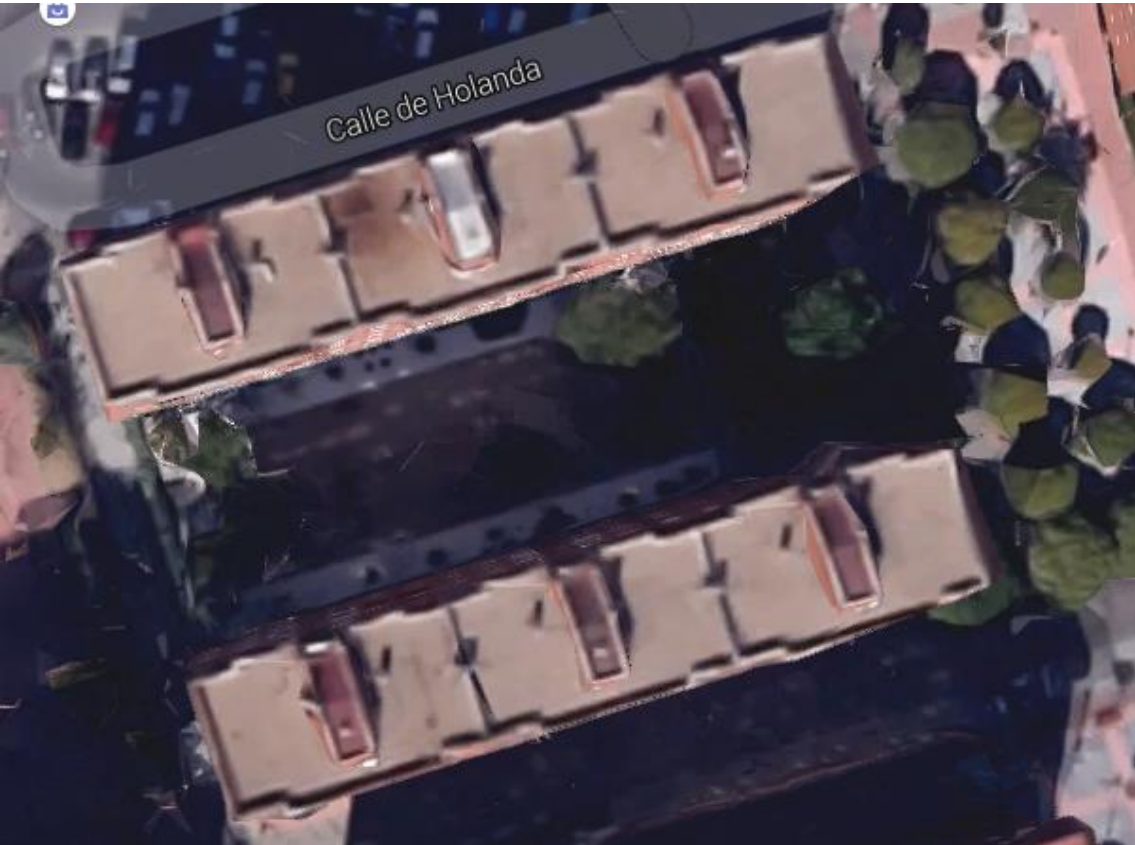


Figura 5.1. Vista en planta del caso de estudio (Fuente: Google Maps)

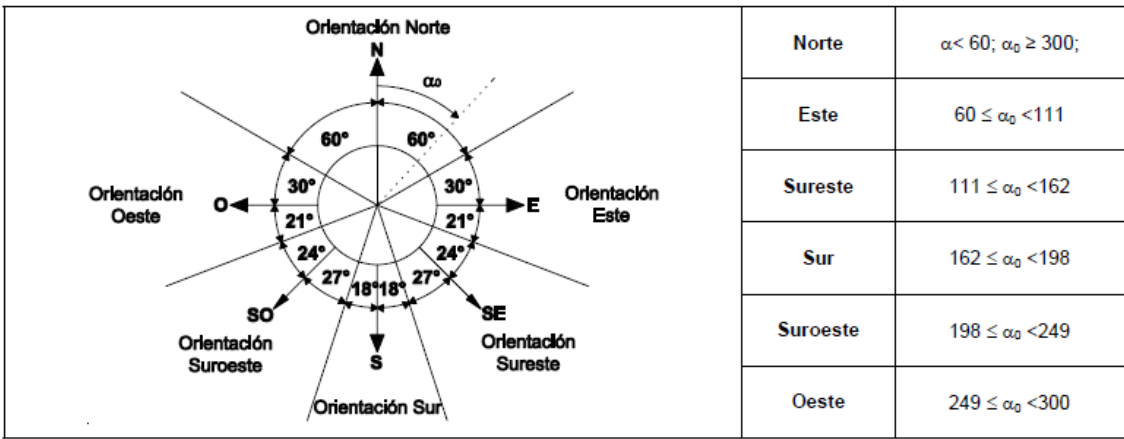


Figura 5.2. Orientación de las fachadas (Fuente: CTE)

Dado que la orientación del edificio no supera los 18° con respecto al Sur el eje Norte-Sur será lo que defina este parámetro.

5.2.3 Temperatura media del agua de la red

La temperatura media del agua de la red será necesaria para el dimensionamiento de la máquina de absorción ya que se utilizará para condensar el agua del circuito de refrigeración. Para conseguir este dato se acudirá como fuente a CENSOLAR (Centro de Estudios de Energía Solar) donde se obtendrá un desglose mensual de la temperatura media del agua de la red.

Ubicación: MADRID

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Fuente
Ho	6.7	10.6	13.6	18.8	20.9	23.5	26	23.1	16.9	11.4	7.5	5.9	Censolar
Ta	6	8	11	13	18	23	28	26	21	15	11	7	Censolar
Tr	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	Censolar

Ho: radiación solar diaria media sobre superficie horizontal (MJ/m²).

Ta: temperatura ambiente diaria media durante las horas de sol (°C).

Tr: temperatura diaria media del agua de red (°C).

Figura 5.3. Temperatura media de la red de agua Comunidad de Madrid (Fuente: CENSOLAR)

5.2.4 Localización geográfica

La comunidad vecinal está situada en Leganés, en la zona sur de la Comunidad de Madrid. La altura varía dependiendo de la zona, no obstante la altura de la zona objeto del estudio es de 640 metros por encima del nivel del mar.

Su situación exacta en coordenadas geográficas es de 40° N 3° O. La latitud será un dato importante a la hora de establecer la orientación de los paneles solares, ya que, su inclinación óptima coincide con este valor.

5.2.5 Temperaturas representativas

En este apartado se definirán las temperaturas exteriores representativas tomando como fuente la Agencia Estatal de Meteorología (AEMET). Dado que el interés del proyecto está orientado a los meses de verano los datos vienen dados en los meses de Junio, Julio, Agosto y Septiembre por ser los meses susceptibles de necesitar un mayor

uso de equipos de refrigeración. Los datos para la localidad de Leganés son los siguientes:

Variable	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
Tem. máx. absoluta (°C)	40.6 (13 jun 1981)	41.6 (24 jul 1995)	40.6 (07 ago 2005)	40.0 (08 sep 1988)
Tem. media de las máx. más alta (°C)	32.6 (jun 2003)	35.5 (jul 1994)	34.7 (ago 1991)	31.8 (sep 1985)
Tem. media de las mín. más baja (°C)	11.8 (jun 1977)	14.4 (jul 1977)	14.6 (ago 1977)	11.4 (sep 1969)
Tem. media más alta (°C)	25.7 (jun 2003)	27.9 (jul 2010)	27.6 (ago 2009)	24.2 (sep 1985)
Tem. media más baja (°C)	17.5 (jun 1992)	21.4 (jul 1977)	21.8 (ago 1977)	17.0 (sep 1969)

Tabla 5.2. Temperaturas representativas Leganés (Fuente: AEMET)

Con el fin de establecer un correcto dimensionamiento de la instalación es de especial importancia el dato de la temperatura máxima absoluta ya que es esa la que condicionará la máxima potencia necesaria de refrigeración.

5.2.6 Radiación incidente

Para este dato se recurrirá al Sistema de Información Geográfico Fotovoltaico (PVGIS) de cuya página web, podemos obtener un valor medio mensual de la radiación diaria incidente sobre un plano horizontal. Septiembre es el mes, referente al caso de estudio, en el que menos radiación se recibe en Leganés con una gráfica diaria como la siguiente.

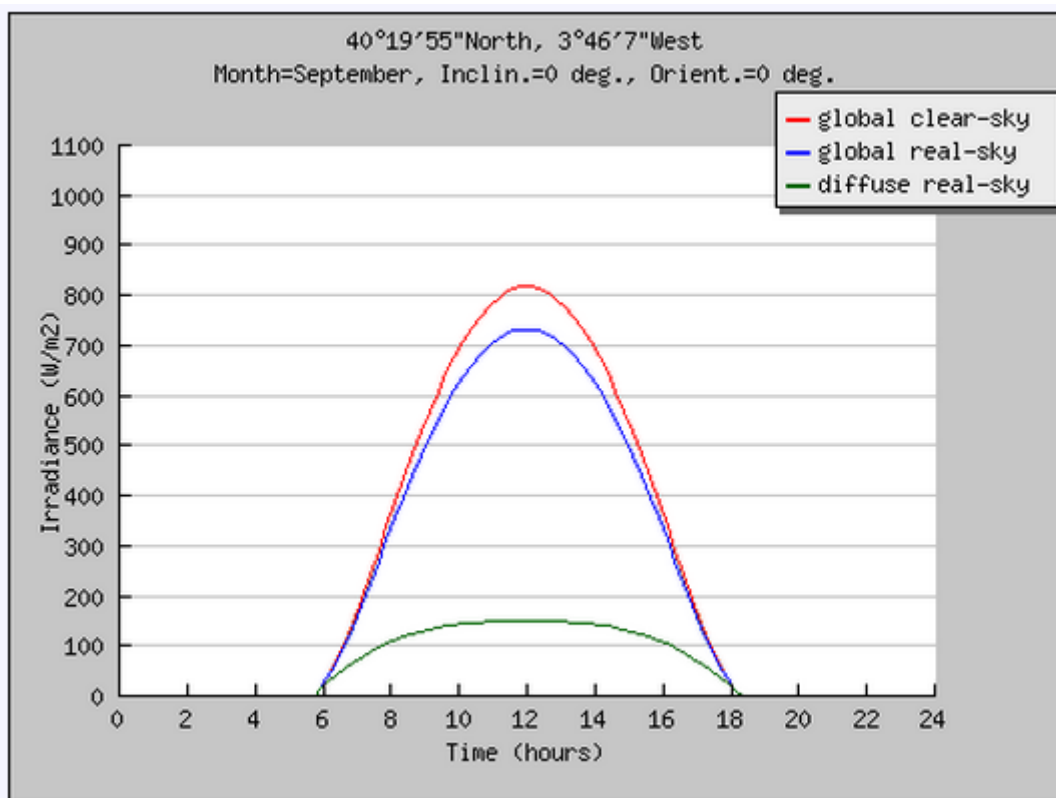


Figura 5.4. Irradiación diaria sobre un plano fijo (Fuente: PVGIS)

De las tablas que se aportan, se observa que el valor máximo de radiación es de 817 W/m² en torno a las 12:30 horas solares, lo que traducido al emplazamiento del edificio son en torno a las 14:30 horas de la tarde.

5.2.7 Horas de Sol

Por último, se calculará la media de horas de sol al día. Para ello tomaremos de nuevo como fuente la Agencia Estatal de Meteorología. En esta base de datos se obtendrán del número total de horas de Sol desglosado por meses. Tal y como se ha hecho anteriormente solo se tendrá en cuenta los meses que ha este proyecto compete.

Mes	T	TM	Tm	R	H	DR	DN	DT	DF	DH	DD	I
Enero	5.9	10.5	1.2	30	76	5.5	1.0	0.0	6.2	12.9	7.4	150
Febrero	7.5	12.7	2.4	32	68	5.1	1.1	0.2	3.0	6.5	6.2	172
Marzo	10.8	16.8	4.9	24	58	4.1	0.3	0.5	1.0	2.5	7.0	222
Abril	12.7	18.6	6.9	38	56	6.5	0.1	1.4	0.4	0.4	5.2	237
Mayo	16.8	23.0	10.5	39	52	6.3	0.0	3.8	0.5	0.1	4.4	279
Junio	22.4	29.3	15.6	19	42	2.9	0.0	3.2	0.1	0.0	8.5	326
Julio	25.9	33.2	18.5	9	35	1.4	0.0	2.2	0.0	0.0	17.2	368
Agosto	25.4	32.5	18.2	9	38	1.7	0.0	2.2	0.0	0.0	14.3	339
Septiembre	21.1	27.5	14.6	22	48	2.9	0.0	2.0	0.5	0.0	7.9	256
Octubre	15.3	20.6	9.9	50	64	6.6	0.0	1.2	1.5	0.0	5.3	202
Noviembre	9.8	14.5	5.0	48	73	6.1	0.0	0.1	3.7	2.9	6.2	152
Diciembre	6.5	10.7	2.4	45	79	6.6	0.6	0.1	6.3	9.7	5.5	124
Año	15.0	20.8	9.2	365	57	55.6	3.2	17.0	23.2	35.0	95.1	2850

Leyenda

- T Temperatura media mensual/anual (°C)
- TM Media mensual/anual de las temperaturas máximas diarias (°C)
- Tm Media mensual/anual de las temperaturas mínimas diarias (°C)
- R Precipitación mensual/anual media (mm)
- H Humedad relativa media (%)
- DR Número medio mensual/anual de días de precipitación superior o igual a 1 mm
- DN Número medio mensual/anual de días de nieve
- DT Número medio mensual/anual de días de tormenta
- DF Número medio mensual/anual de días de niebla
- DH Número medio mensual/anual de días de helada
- DD Número medio mensual/anual de días despejados
- I Número medio mensual/anual de horas de sol

Tabla 5.3. Valores climatológicos Leganés (Fuente: AEMET)

Con los datos obtenidos calcularemos la media diaria en cada mes.

Mes	Total Horas de Sol	Días/Mes	Horas de Sol/Día
Junio	326	30	10,87
Julio	368	31	11,87
Agosto	339	31	10,94
Septiembre	256	30	8,53

Tabla 5.4. Media diaria horas de Sol

5.3 Condiciones interiores

Para determinar el valor de la temperatura y humedad límite se deberá respetar la normativa establecida en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE) que establece las condiciones de confort límites en una vivienda en función de la estación de año en la que se realice el estudio.

Estación	Temperatura operativa °C	Humedad relativa %
Verano	23...25	45...60
Invierno	21...23	40...50

Figura 5.5. Condiciones interiores de diseño (Fuente: RITE)

Estas condiciones vienen fijadas en base a la actividad metabólica de las personas y su grado de vestimenta.

6. Estudio de la demanda energética

Con el fin de diseñar una instalación térmica de climatización se ha de determinar de una forma precisa la potencia frigorífica necesaria para mantener en condiciones de confort las viviendas del edificio objeto del proyecto. En este apartado se realizará un estudio, al tratarse de refrigeración, de ganancias de calor sensibles (de acuerdo a la temperatura) y latentes (de acuerdo a la humedad) con el fin de definir la potencia frigorífica necesaria para cubrir las necesidades de confort definidas previamente.

El método utilizado será el establecido en la norma. En primer lugar se deberá definir el balance energético con un edificio como sistema de control. Una vez definido este balance, se cuantificará cada término definiendo los coeficientes de transferencia de calor, en función de la dirección de la transferencia y el material por el que se propaga, así como los coeficientes del resto de las cargas.

6.1 Balance energético del edificio

En este apartado se procederá al cálculo de las ganancias térmicas que sufre el edificio, y que tendrá que compensar la máquina de absorción, gracias a la transferencia de calor por la extensión del edificio, la radiación a través de superficies acristaladas, ventilación, infiltraciones involuntarias y cargas internas debidas a la ocupación, iluminación y/o equipos eléctricos (aportaciones internas). Así, el balance energético del edificio viene reflejado en la ecuación 1.

$$Q_{Tr} + Q_{rad} + Q_{vent} + Q_{inf} + Q_{apor.int.} = W_{ev}$$

Ecuación 1

6.1.1 Carga térmica por transferencia de calor

Este tipo de cargas son debidas a las transferencias de calor a través de muros ventanas y puertas. Su cálculo es posible gracias a la ecuación 2 que nos permite conocer la potencia térmica absorbida por el edificio.

$$Q_{Tr} = U \cdot A \cdot \Delta T_e$$

Ecuación 2 (Fuente: [2])

Donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor

A = Área de transferencia de calor

ΔT_e = Diferencia de temperaturas equivalente

Cálculo de ΔT_e

Para calcular este factor habrá que establecer unas condiciones de contorno que establezcan tanto la temperatura exterior como la deseada en el interior. Con el propósito de establecer un margen de seguridad ante puntos de demanda fuera de lo normal, se utilizará para el estudio de la demanda un supuesto en el que la temperatura exterior sea la máxima registrada en la localización del edificio que, en nuestro caso, es 41.6 °C tomada en Julio de 1995.

Dado que para el interior el RITE establece una estimación de cuál debe ser la temperatura, se tomará la temperatura más baja de esta estimación por lo que:

$$T_{ext} = 41,6 \text{ °C}$$

$$T_{int} = 23 \text{ °C}$$

Además hay que tener dos tipos de casos en cuenta según hacia donde se dirija la transferencia de calor:

- Muro, puerta o zona acristalada dando al exterior : $\Delta T_e = T_e - T_{sv}$
- Muro, puerta o zona acristalada dando a local no acondicionado: $\Delta T_e = \frac{T_e + T_v}{2} - T_v$

Donde:

T_e = Temperatura exterior

T_v = Temperatura deseada en la vivienda

Sin embargo en este caso de estudio se supondrán ocupadas todas las viviendas, por lo que nuestra diferencia de temperaturas equivalente vendrá dada por el primer caso.

$$\Delta T_e = T_e - T_{sv} = 41,6 - 23 = 18,6 \text{ °C}$$

Coeficiente global de transferencia de calor

Una vez establecida la diferencia de temperaturas equivalente, se debe conocer la estructura de los muros. Para el caso de estudio en cuestión se debe hacer una diferencia entre los diferentes muros según pertenezcan a la fachada, muros interiores y los que establecen el límite entre las viviendas. A su vez se reflejará la configuración de los suelos y ventanas. Ya conocida la estructura de los muros se acudirá a La Norma Básica donde encontraremos la conductividad térmica de los materiales utilizados y los coeficientes convectivos tanto interior y exterior de los muros para, mediante la ecuación 3, calcular el coeficiente global de transferencia de calor "U".

$$U_i = \frac{1}{\sum R_T''} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_i}{k_i} + \frac{1}{h_i}}$$

Ecuación 3 (Fuente: [3])

Donde:

R_t'' = Resistencia térmica total [$m^2 \cdot ^\circ C/W$]

$1/h_e$ = Resistencia térmica superficial exterior [$m^2 \cdot ^\circ C/W$]

$1/h_i$ = Resistencia térmica superficial interior [$m^2 \cdot ^\circ C/W$]

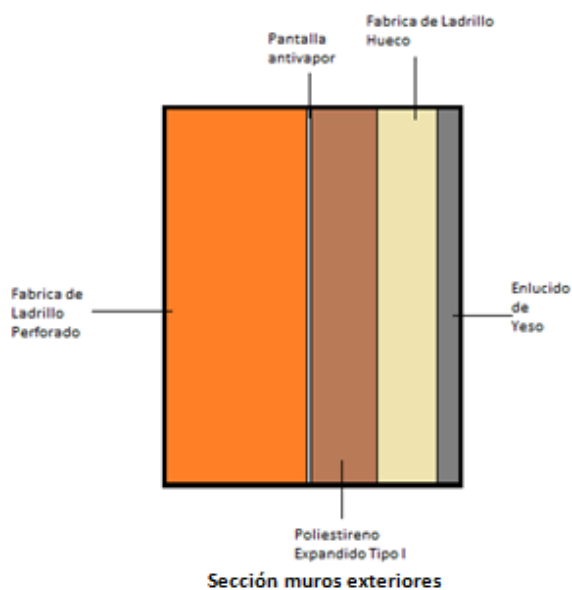
e_i = espesor de la capa i del muro [m]

k_i = conductividad térmica de la capa i del muro [$W/m \cdot ^\circ C$]

Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		Situación del cerramiento					
		De separación con espacio exterior o local abierto			De separación con otro local, desván o cámara de aire		
		1/h _{si}	1/h _e	1/h _{si} +1/h _e	1/h _{si}	1/h _e	1/h _{si} +1/h _e
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal > 60° y flujo horizontal		0,13 (0,11)	0,07 (0,06)	0,20 (0,17)	0,13 (0,11)	0,13 (0,11)	0,26 (0,22)
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal ≤ 60° y flujo ascendente		0,11 (0,09)	0,06 (0,05)	0,17 (0,14)	0,11 (0,09)	0,11 (0,09)	0,22 (0,18)
Cerramientos horizontales y flujo descendente		0,20 (0,17)	0,06 (0,05)	0,26 (0,22)	0,20 (0,17)	0,20 (0,17)	0,40 (0,34)

Tabla 6.1. Resistencias térmicas superficiales en m²·°C/Kcal (m²·°C/W) (Fuente: NBE CT 79)

➤ Muros exteriores



Material	Espesor (cm)	K (W/m ² ·°C)
Fabrica de Ladrillo Perforado	10	0,760
Poliestireno Expandido Tipo I	7	0,057
Fabrica de Ladrillo Hueco	5	0,490
Enlucido de Yeso	2	0,300

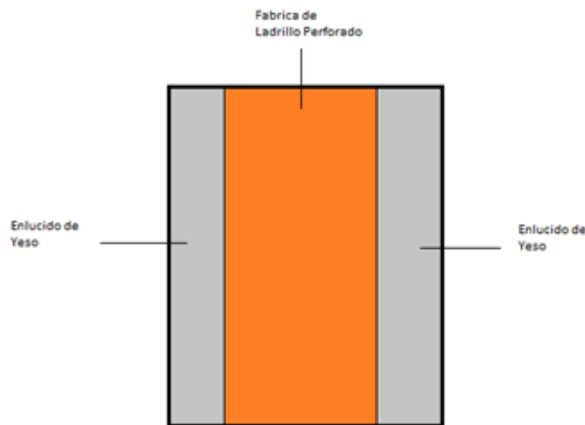
Propiedades muros exteriores (Fuente: NBE CT 79)

$$U_{me} = \frac{1}{0,17 + \frac{0,10}{0,76} + \frac{0,07}{0,057} + \frac{0,05}{0,49} + \frac{0,02}{0,3}} = 0,589 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Nótese que se desprecia la transmitancia del panel antivapor. Esto es debido a su irrelevancia en los cálculos ya que su valor es ínfimo en comparación con el resto de las resistencias.

El CTE establece un máximo de 0,66 W/m²·°C de transmitancia en fachadas para las zonas D3 por lo que el valor de este caso entra dentro de la norma.

➤ Muros interiores



Material	Espesor (cm)	K (W/m°C)
Fabrica de Ladrillo Perforado	10	0,760
Enlucido de Yeso	4	0,300

Propiedades muro interior (Fuente: NBE CT 79)

Sección muro interior

Los muros interiores corresponden a los muros que limitan cada vivienda en el interior del edificio. Dado que el interior del edificio se encontrará a una temperatura inferior a la exterior no es necesario un muro tan aislante como el correspondiente a la fachada.

Igual que en el caso anterior, las resistencias superficiales vienen dadas en La Norma Básica. Sin embargo ahora las resistencias serán de separación entre locales:

$$\frac{1}{h_e} = 0,11 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

$$\frac{1}{h_i} = 0,11 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Por lo que el coeficiente global de transferencia para los muros interiores será:

$$U_{MI} = \frac{1}{0,22 + \frac{0,10}{0,76} + \frac{0,04}{0,3}} = 2,06 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Se ve como el resultado es significativamente mayor que para la fachada ya que la transmitancia entre viviendas, en el caso de estar ocupadas, es irrelevante debido a que las temperaturas entre ambas serán semejantes.

➤ Ventanas

Las ventanas están constituidas de una doble ventana de carpintería mecánica con un espesor de aire de 5 cm. La Norma Básica nos establece un valor ya determinado del coeficiente de transmisión térmica.

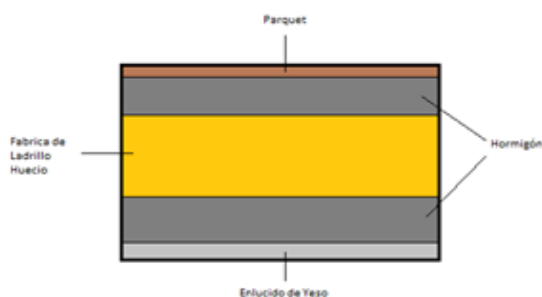
Tipo de acristalamiento	Espesor nominal de la cámara de aire, en mm	Tipo de carpintería	Inclinación del hueco con respecto a la horizontal	
			$\geq 60^\circ$	$< 60^\circ$
Sencillo		Madera	4,3 (5,0)	4,7 (5,5)
		Metálica	5,0 (5,8)	5,6 (6,5)
Doble	6	Madera	2,8 (3,3)	3,0 (3,5)
		Metálica	3,4 (4,0)	3,7 (4,3)
	9	Madera	2,7 (3,1)	2,8 (3,3)
		Metálica	3,4 (3,9)	3,6 (4,2)
	12	Madera	2,5 (2,9)	2,7 (3,1)
		Metálica	3,2 (3,7)	3,4 (4,0)
Doble ventana	≥ 30	Madera	2,2 (2,6)	2,3 (2,7)
		Metálica	2,6 (3,0)	2,8 (3,2)
Hormigón translúcido	—	—	3,0 (3,5)	3,2 (3,7)

Tabla 6.2. Coeficiente de transmisión térmica de ventanas en $\text{kcal/m}^2\cdot^\circ\text{C}$ ($\text{W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$) (Fuente: NBE CT 79)

En el caso de estudio este coeficiente adquiere un valor de $3 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$.

Las resistencias superficiales tienen el mismo valor que para la fachada por lo que el coeficiente global de transmisión de calor para el caso de las ventanas será $U_v = 1,987 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$.

➤ Suelo/Techo



Sección Suelo

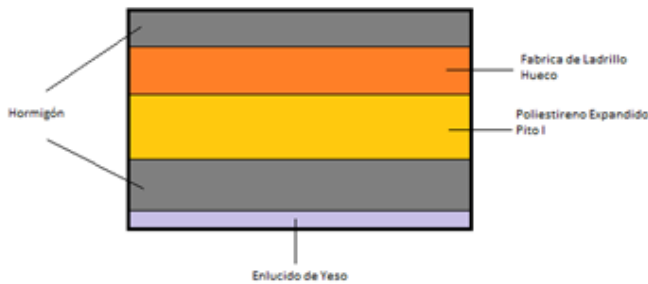
Material	Espesor (cm)	K ($\text{W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$)
Parquet	1	0,2
Hormigón	10	1,63
Fabrica de ladrillo hueco	20	0,49
Enlucido de Yeso	2	0,300

Propiedades suelo (Fuente: NBE CT 79)

Así el coeficiente global de transferencia de calor es:

$$U_s = \frac{1}{0,34 + \frac{0,01}{0,2} + \frac{0,1}{1,63} + \frac{0,2}{0,49} + \frac{0,02}{0,3}} = 1,07 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

➤ Azotea



Sección Suelo Azotea

Material	Espesor (cm)	K (W/m°C)
Hormigón	10	1,63
Fabrica de ladrillo hueco	20	0,49
Poliestireno expandido Tipo I	7	0,057
Enlucido de Yeso	2	0,300

Propiedades Suelo Azotea (Fuente: NBE CT 79)

$$\frac{1}{h_e} = 0,05 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

$$\frac{1}{h_i} = 0,17 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Por lo que

$$U_A = \frac{1}{0,22 + \frac{0,1}{1,63} + \frac{0,2}{0,49} + \frac{0,07}{0,057} + \frac{0,02}{0,3}} = 0,49 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

➤ Puertas

Para las puertas La Norma Básica no estipula un valor de transmitancia térmica en función del material de la puerta y de su función separadora.

Tipo de puerta		Separación con:	
		Exterior	Local no calefactado
Madera	Opaca	3,0 (3,5)	1,7 (2,0)
	Acristalamiento simple en < 30 %	3,4 (4,0)	
	Acristalamiento simple en 30 a 60 %	3,9 (4,5)	
	Acristalamiento doble	2,8 (3,3)	
Metálica	Opaca	5,0 (5,8)	3,9 (4,5)
	Acristalamiento simple	5,0 (5,8)	
	Acristalamiento doble con cámara de 6 mm en < 30 %	4,7 (5,5)	
	Acristalamiento doble con cámara de 6 mm en 30 a 70 %	4,1 (4,8)	
Vidrio sin carpintera		5,0 (5,8)	3,9 (4,5)

Tabla 6.3. Coeficiente de transmisión térmica de puertas en Kcal/m²·°C (W/ m²·°C) (Fuente: NBE CT 79)

Con este dato, y teniendo en cuenta un flujo horizontal con el descansillo, sabemos que el coeficiente global de transferencia de calor de las puertas de madera es $U_P=1,39 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$ y el de las puertas de la terraza $U_{PT}=2,92 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$.

Elemento	$U_i \text{ [W/m}^2\cdot^\circ\text{C]}$
Muros Exteriores	0,589
Muros Interiores	2,060
Ventanas	1,987
Suelo/Techo	1,070
Azotea	0,490
Puertas Interiores	1,390
Puertas Terraza	2,920

Tabla 6.4. Coeficientes de transferencia de calor

Comprobando en el CTE los valores límite comprobamos como las transmitancias cumplen la normativa en su totalidad.

ZONA CLIMÁTICA D3	
Transmitancia límite de muros de fachada y cerramientos en contacto con el terreno	$U_{Mlim}: 0,66 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Transmitancia límite de suelos	$U_{Slim}: 0,49 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Transmitancia límite de cubiertas	$U_{Clim}: 0,38 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

Tabla 6.5. Valores límite de coeficientes globales de transferencia de calor (Fuente: CTE)

Desglose de áreas

El desglose de áreas será establecido a partir del área total de la fachada y el área de las ventanas y puertas exteriores que será descontado de esta para establecer el área de los muros exteriores.

El perímetro en planta de la fachada tiene un valor de 211.87 m y el edificio tiene una altura de 21 m. El área total de la fachada es pues 4449.27 m².

En cuanto a las ventanas hay dos tipos: pequeñas, medianas y grandes. Las medianas corresponden a las ventanas de los dormitorios. Tienen unas dimensiones de 1.05x1.1 (1.15 m²) y hay un total de 147. Las pequeñas corresponden a las ventanas de los cuartos de baño de las viviendas situadas en los laterales del edificio. Sus extensiones son 0.5x0.5 (0.25 m²) y hay un total de 28. Las grandes pertenecen al salón de cada vivienda. Sus dimensiones son 1.6x1.1 (1.76 m²) y hay 56 en toda la fachada. Esto hace que la superficie ocupada por las ventanas adquiera un valor de 274.61 m².

Las puertas exteriores, de misma configuración que las ventanas, son 84 y tienen unas dimensiones de 2x1.15 (2.3 m²), lo hace que acaparen un área total de 193.2 m².

A su vez se deberá conocer el área de la azotea por donde también habrá intercambio de calor por el exterior. El área corresponderá a la suma de las áreas de las viviendas, descansillos y ascensores. Realizando esta operación se consigue un valor de 501,93 m² de azotea.

Elemento	Superficie [m ²]
Fachada	4449,27
Ventanas	274,61
Puertas exteriores	193,20
Muro exterior	3981,46
Azotea	501,93

Tabla 6.6. Desglose de áreas

Con todos los datos calculados, el calor total transferido será el sumatorio de todos los componentes con sus respectivos coeficientes y áreas tal y como muestra la ecuación 4.

$$Q_{Tr} = (U_{me} \cdot A_{me} + U_v \cdot A_v + U_v \cdot A_{pe} + U_A \cdot A_A) \cdot \Delta T_e$$

Ecuación 4. Fuente [3]

$$Q_{Tr} = 65482,49 \text{ W} = 65,482 \text{ kW}$$

6.1.2 Carga térmica por radiación

Esta carga mide la carga térmica incidente debida a la radiación solar a través de las superficies acristaladas. Debido a la orientación del edificio, en la hora crítica del día en la que más radiación incide, toda la radiación entra por la cara Sur del edificio, por lo que solo habrá que tener en cuenta esta parte de la fachada.

Esta carga viene dada por la siguiente ecuación 5:

$$Q_{rad} = A_{cris} \cdot I \cdot f$$

Ecuación 5. Fuente [3]

Donde:

A_{cris} = Área acristalada receptora [m^2]

I =Intensidad solar [kW/m^2]

f =factor corrector solar

El proceso a seguir separará dos casos: el área acristalada de las ventanas y el área acristalada correspondiente a las puertas exteriores. La razón radica en el hecho de que a las puertas exteriores no reciben radiación directa o que hace que toda esa radiación sea difusa

El área acristalada de las ventanas correspondiente a la parte Sur de la fachada tiene un valor de 159.18 m^2 . Para la intensidad solar se tomará el valor máximo de los valores tomados el verano de 2014 y el factor corrector solar, destinado a corregir la influencia de la radiación en función de factores como la existencia de cortinas o la estructura de los marcos de las ventanas, adquirirá un valor de 0,6 teniendo en cuenta estos factores.

Así la carga por radiación máxima a través de las ventanas será:

$$Q_{rad.v} = 159,18 \cdot 0,953 \cdot 0,6 = 91,01 \text{ kW}$$

Para el caso de las puertas exteriores, estas abarcan un total de 96,6 m^2 . Tomaremos el mismo factor corrector que en el caso interior por los mismos motivos. En las tablas aportadas por el PVGIS tenemos un valor de radiación difusa de 134 W/m^2 . Así pues la energía absorbida a través de las puertas exteriores será:

$$Q_{rad.pe} = 96,6 \cdot 0,134 \cdot 0,6 = 11,65 \text{ kW}$$

Por lo que la carga total por radiación será la suma de ambas quedando un total de:

$$Q_{rad} = 102,66 \text{ kW}$$

6.1.3 Carga térmica por ventilación

Este tipo de carga se refiere a la necesidad de ventilación en un domicilio para eliminar olores y renovar el aire de las diferentes estancias para garantizar el consumo de oxígeno necesario en función de las personas que ahí residan. Existe una carga sensible y otra latente que se deberá diferenciar. Se empezará por el cálculo de la carga sensible mediante la ecuación 6:

$$Q_{vent.s} = V \cdot \rho \cdot C_{p.aire} \cdot \Delta T$$

Ecuación 6. Fuente: (CTE)

Donde:

V=Caudal de aire infiltrado (m³/s)

ρ=Densidad de aire (1.2 kg/m³)

C_{p.aire}= Calor específico del aire (1,012 kJ/kg·°C)

ΔT=Diferencia de temperaturas entre el aire exterior y el interior

El caudal de aire infiltrado será calculado por el método establecido en el RITE "*Método indirecto de caudales de aire exterior por persona*". Para ello debemos establecer y límite de calidad del aire de la estancia y dada la utilidad del edificio, la calidad pertinente de las opciones establecidas en el RITE es IDA 3, es decir, calidad media de aire (tercera mejor calidad en un total de cuatro opciones).

Una vez establecida la calidad deseada el propio RITE establece unas condiciones de ventilación de la estancia en función del IDA seleccionado:

Categoría	dm ³ /s por persona
IDA 1	20
IDA 2	12,5
IDA 3	8
IDA 4	5

Tabla 6.7.Caudales de aire exterior en dm³/s por persona (Fuente: RITE)

Sin embargo este también especifica que si la estancia está destinada a un uso fumador, el caudal de aire exterior deberá ser como mínimo el doble.

El CTE aporta una gráfica en la que se indica el nivel de ocupación de una vivienda en función de su número de habitaciones:

Número de dormitorios	1	2	3	4	5	6	7	más de 7
Número de Personas	1,5	3	4	6	7	8	9	Nº de dormitorios

Tabla 6.8. Número de personas en función del número de dormitorios (Fuente: CTE)

Dado que la mitad de los domicilios consta de 3 habitaciones y la otra mitad de 4, el número medio de personas por domicilio es de 5 personas.

Con estos datos se concluye que el caudal de ventilación es de 80 dm³/s por lo que la carga sensible por ventilación es de 1.8 kW por domicilio. Dado que cada edificio consta de 42 viviendas el total de carga sensible por ventilación es de 75.80 kW

En cuanto al cálculo de la carga latente se conseguirá a partir de la siguiente ecuación:

$$Q_{vent.l} = V \cdot \rho \cdot C_{p.agua} \cdot \Delta w$$

Ecuación 7. Fuente: (CTE)

Donde:

$C_{p.agua}$ = Calor específico del agua (2,2257 kJ/kg·°C)

Δw = diferencia entre la humedad absoluta del ambiente interior y exterior

Para hallar la humedad absoluta tanto dentro como fuera del domicilio acudiremos al diagrama psicrométrico.

Para las condiciones externas tomaremos un valor de 41.6 °C de bulbo húmedo y una humedad relativa del 40% (media aproximada de la humedad relativa en los meses de verano en Getafe. Fuente: AEMET). Cruzando estos datos obtenemos una relación de humedades exterior de 0,0225.

En el caso del ambiente interior, tenemos unas condiciones de 23 °C y una humedad relativa del 50%. Para este caso se obtiene una relación de humedades de 0,011.

Con estos datos la carga latente por ventilación adquiere un valor de 12.22 W por domicilio, es decir, un total de

$$Q_{vent.l} = 513,41 W$$

Por lo que la carga total por ventilación será:

$$Q_{vent} = 76,31 \text{ kW}$$

6.1.4 Carga térmica por infiltraciones involuntarias

Esta carga está orientada a cuantificar las ganancias energéticas provocadas por defectos estructurales o de aislamiento como el mal cierre de ventanas. Con el fin de agilizar los cálculos, la normativa permite cuantificar este tipo de cargas como un 10% de la carga térmica por transmisión por lo que el valor de estas cargas es de:

$$Q_{inf} = 6,55 \text{ kW}$$

6.1.5 Carga térmica por aportaciones internas.

Esta carga medirá la carga térmica provocada por iluminación, electrodomésticos y las personas que habitan el propio domicilio por lo que la carga total será la suma de todas ellas.

La carga por iluminación será la suma de las potencias de las bombillas totales en el domicilio y su cálculo viene diferenciado entre bombillas normales y fluorescentes.

$$Q_{il.bomb} = n^{\circ} \text{ bombillas} \cdot Pot_{bomb}$$

Ecuación 8. Fuente [CTE]

$$Q_{il.fluo} = 1,25 \cdot n^{\circ} \text{ fluorescentes} \cdot Pot_{fluo}$$

Ecuación 9. Fuente [CTE]

Teniendo en cuenta la existencia de una lámpara de techo y otra de mesa en cada dormitorio, 5 en el salón, una en el hall y otra en el vestíbulo, una por aseo y un fluorescente en la cocina se tiene una media de 16 bombillas y un fluorescente de media por domicilio. En la época actual se está fomentando el uso de bombillas LED de bajo consumo por lo que la perspectiva futura es que todas las bombillas sean de este tipo. Asumiendo un consumo medio de este tipo de bombillas de 8 W y un consumo fluorescentes LED de 90 cm de 10 W (Fuente: LedBox) tenemos una carga total de iluminación de:

$$Q_{il.bomb} = 16 \cdot 8 + 1,25 \cdot 10 = 140.5 \text{ W}$$

En el caso de los electrodomésticos, el cálculo será idéntico a las carga por iluminación con la salvedad de que, ya que no se tendrán todos los electrodomésticos funcionando a la vez, se aplicará un coeficiente de simultaneidad de 0,3. Para hacer el cálculo se presenta una tabla con los consumos de los electrodomésticos.

Electrodoméstico	Cantidad	Potencia [W]
Horno	1	1200
Extractor de aire (campana)	1	500
Cocina	1	3600
Lavadora	1	330
Nevera	1	110
Secadora	1	1500
Lavavajillas	1	800
Televisión	2	300
Ordenador de mesa	1	70
Ordenador portátil	2	44
Total	12	8454

Tabla 6.8. Consumos electrodomésticos (Fuente: <http://www.electrocalculator.com/>)

Aplicando el coeficiente de simultaneidad tenemos un carga interna por los electrodomésticos de:

$$Q_{electro} = 2,54 \text{ kW}$$

La carga debida a las personas que están en la vivienda tiene dos partes, una sensible y otra latente. Para el cálculo de ambas necesitaremos la siguiente tabla del desprendimiento de energía de las personas en función de la actividad que realicen:

ACTIVIDAD REALIZADA	28 °C		27 °C		26 °C		24 °C	
	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Sentado en reposo. Escuela.	45	45	50	40	55	35	60	30
Sentado trabajo ligero. Instituto.	45	55	50	50	55	45	60	40
Oficinista, actividad ligera.	45	70	50	65	55	60	60	50
Persona de pie. Tienda.	45	70	50	75	55	70	65	60
Persona que pasea. Banco.	45	80	50	75	55	70	65	60
Trabajo sedentario.	50	90	55	85	60	80	70	70
Trabajo ligero taller.	50	140	55	135	60	130	75	115
Persona que camina.	55	160	60	155	70	145	85	130
Persona que baila.	70	185	75	175	85	170	95	155
Persona en trabajo penoso.	115	250	120	250	125	245	130	230

Tabla 6.9. Calor latente y sensible desprendido por persona en kcal/h (Fuente: <http://ingemecanica.com/>)

Para calcular la carga total aplicaremos las ecuaciones 10 y 11:

$$Q_{pers.s} = n^{\circ}personas \cdot C_{sens}$$

Ecuación 10. Fuente [CTE]

$$Q_{pers.l} = n^{\circ}personas \cdot C_{lat}$$

Ecuación 11. Fuente [CTE]

Dado que la estancia se encontrará a 23°C se tomarán los valores más próximos a esta cifra en un estado de reposo. La carga total será la suma de ambas y dado que el CTE obliga a establecer una ocupación media de 5 personas la carga total será:

$$Q_{pers} = 5 \cdot (69,78 + 34,89) = 523,35 \text{ W}$$

Teniendo en cuenta que los cálculos se han realizado por domicilio y que existen un total de 42 viviendas, la carga interna total será:

$$Q_{int} = 42 \cdot (0,52335 + 2,54 + 0,1405) = 134,56 \text{ kW}$$

Tipo de Carga	Q _i [kW]
Transferencia de Calor	65,482
Radiación	102,660
Ventilación	76,310
Infiltración Involuntaria	6,550
Aportación Interna	134,560

Tabla 6.10. Potencias caloríficas transmitidas

Con todas las cargas calculadas el cómputo de global de ganancias térmicas en el edificio será el sumatorio de todas ellas por lo que la potencia de refrigeración necesaria en cada edificio será:

$$Q_{total} = 65,482 + 102,66 + 76,31 + 6,55 + 134,56 = \mathbf{385,562 \text{ kW}}$$

7. Dimensionamiento máquina de absorción

Una vez determinadas las necesidades energéticas del edificio, en este apartado se dimensionará cada uno de los elementos importantes del circuito de la máquina de absorción (condensador, evaporador, absorbedor y generador) estableciendo la potencia necesaria para cada uno.

Para resolver este circuito se partirá de la metodología usada en [5]. Se parte de unas condiciones de contorno iniciales que se adecuan a las necesidades y condiciones climáticas de la zona. A continuación se realiza al cálculo de los flujos máscicos circulantes en la instalación así como la entalpía en cada punto de la instalación con la utilización de tablas y los diagramas de Dühring y Merkel. Por último se dimensiona cada elemento estableciendo el balance de energía correspondiente a cada uno de ellos.

La potencia frigorífica total para ambos edificios es de 771,124 kW, la cual es la referida a la potencia necesaria en el evaporador.

El ciclo de refrigeración por absorción que se ha de resolver es el siguiente:

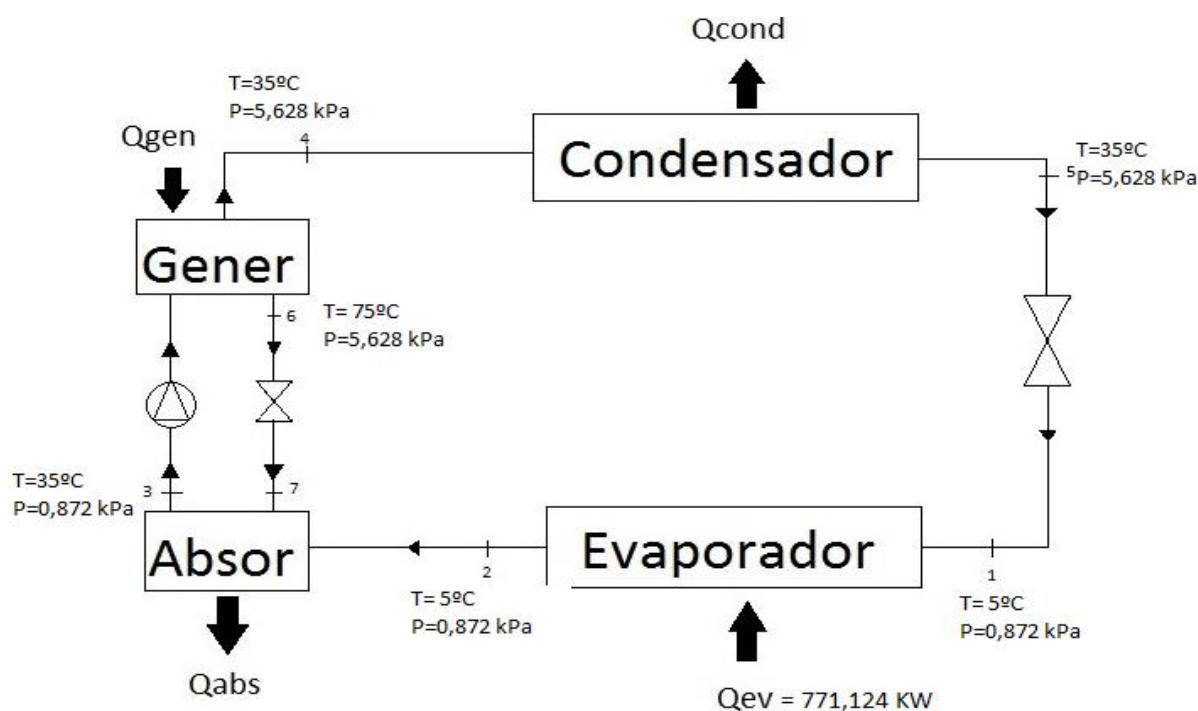


Figura 7.1. Ciclo de absorción

7.1. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno plantearán la base del problema y harán de punto de partida para el dimensionamiento de los elementos de la máquina.

En la tabla 7.1. se establecen estas condiciones:

Punto	Temperatura (°C)	Presión (Kpa)
1	5	0,872
2	5	0,872
3	35	0,872
4	35	5,628
5	35	5,628
6	75	5,628

Tabla 7.1. Condiciones de contorno

7.2. Cálculo de flujos másicos

El primer paso que se debe llevar a cabo es el cálculo de los flujos másicos circulantes por el circuito. Para ello se utiliza la siguiente nomenclatura:

h_i =entalpía del flujo en el punto i

\dot{m}_t =Flujo másico de agua como refrigerante

\dot{m}_{sa} =Flujo másico de disolución a la salida del absorbedor

\dot{m}_{sg} =Flujo másico de disolución a la salida del generador.

C_a =Concentración de la disolución a la salida del absorbedor

C_g =Concentración de la disolución a la salida del generador

Conocidas las condiciones de contorno se hará uso de tablas para conocer la entalpía en cada punto del circuito. Dado que se trabajará en un circuito en el que no existirá ni subenfriamiento a la salida del condensador ni sobrecalentamiento a la salida del evaporador, se utilizará la tabla de agua y vapor saturado.

Temp. °C	Presión bar	Volumen específico m ³ /kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/kg · K		Temp. °C
		Líquido sat. $v_f \times 10^3$	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Vapori- zación h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g	
.01	0.00611	1.0002	206.136	0.00	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	.01
4	0.00813	1.0001	157.232	16.77	2380.9	16.78	2491.9	2508.7	0.0610	9.0514	4
5	0.00872	1.0001	147.120	20.97	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	9.0257	5
6	0.00935	1.0001	137.734	25.19	2383.6	25.20	2487.2	2512.4	0.0912	9.0003	6
8	0.01072	1.0002	120.917	33.59	2386.4	33.60	2482.5	2516.1	0.1212	8.9501	8
10	0.01228	1.0004	106.379	42.00	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.9008	10
11	0.01312	1.0004	99.857	46.20	2390.5	46.20	2475.4	2521.6	0.1658	8.8765	11
12	0.01402	1.0005	93.784	50.41	2391.9	50.41	2473.0	2523.4	0.1806	8.8524	12
13	0.01497	1.0007	88.124	54.60	2393.3	54.60	2470.7	2525.3	0.1953	8.8285	13
14	0.01598	1.0008	82.848	58.79	2394.7	58.80	2468.3	2527.1	0.2099	8.8048	14
15	0.01705	1.0009	77.926	62.99	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.7814	15
16	0.01818	1.0011	73.333	67.18	2397.4	67.19	2463.6	2530.8	0.2390	8.7582	16
17	0.01938	1.0012	69.044	71.38	2398.8	71.38	2461.2	2532.6	0.2535	8.7351	17
18	0.02064	1.0014	65.038	75.57	2400.2	75.58	2458.8	2534.4	0.2679	8.7123	18
19	0.02198	1.0016	61.293	79.76	2401.6	79.77	2456.5	2536.2	0.2823	8.6897	19
20	0.02339	1.0018	57.791	83.95	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.6672	20
21	0.02487	1.0020	54.514	88.14	2404.3	88.14	2451.8	2539.9	0.3109	8.6450	21
22	0.02645	1.0022	51.447	92.32	2405.7	92.33	2449.4	2541.7	0.3251	8.6229	22
23	0.02810	1.0024	48.574	96.51	2407.0	96.52	2447.0	2543.5	0.3393	8.6011	23
24	0.02985	1.0027	45.883	100.70	2408.4	100.70	2444.7	2545.4	0.3534	8.5794	24
25	0.03169	1.0029	43.360	104.88	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.5580	25
26	0.03363	1.0032	40.994	109.06	2411.1	109.07	2439.9	2549.0	0.3814	8.5367	26
27	0.03567	1.0035	38.774	113.25	2412.5	113.25	2437.6	2550.8	0.3954	8.5156	27
28	0.03782	1.0037	36.690	117.42	2413.9	117.43	2435.2	2552.6	0.4093	8.4946	28
29	0.04008	1.0040	34.733	121.60	2415.2	121.61	2432.8	2554.5	0.4231	8.4739	29
30	0.04246	1.0043	32.894	125.78	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.4533	30
31	0.04496	1.0046	31.165	129.96	2418.0	129.97	2428.1	2558.1	0.4507	8.4329	31
32	0.04759	1.0050	29.540	134.14	2419.3	134.15	2425.7	2559.9	0.4644	8.4127	32
33	0.05034	1.0053	28.011	138.32	2420.7	138.33	2423.4	2561.7	0.4781	8.3927	33
34	0.05324	1.0056	26.571	142.50	2422.0	142.50	2421.0	2563.5	0.4917	8.3728	34
35	0.05628	1.0060	25.216	146.67	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	8.3531	35
36	0.05947	1.0063	23.940	150.85	2424.7	150.86	2416.2	2567.1	0.5188	8.3336	36
38	0.06632	1.0071	21.602	159.20	2427.4	159.21	2411.5	2570.7	0.5458	8.2950	38
40	0.07384	1.0078	19.523	167.56	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	8.2570	40
45	0.09593	1.0099	15.258	188.44	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	8.1648	45

Tabla 7.2. Propiedades termodinámicas del agua saturada. Tabla de temperaturas (Fuente: [3])

De esta tabla se extraerán los valores de la entalpía para algunos de los puntos del circuito.

Para los puntos en los que existe disolución de agua y bromuro de litio se deberá utilizar el diagrama PTX o de Dühring (McNeely, 1979) que representa el ciclo de absorción en función de la presión de saturación de la disolución, la concentración y las temperaturas de la disolución y del refrigerante para la disolución de LiBr/agua. Una vez se conozca la concentración de la disolución se recurrirá al diagrama de Merkel (McNeeley, 1979) que permite calcular la entalpía de la disolución en función de la concentración y de la temperatura de esta.

Así pues, con los datos conocidos los puntos vienen definidos en los diagramas presentados.

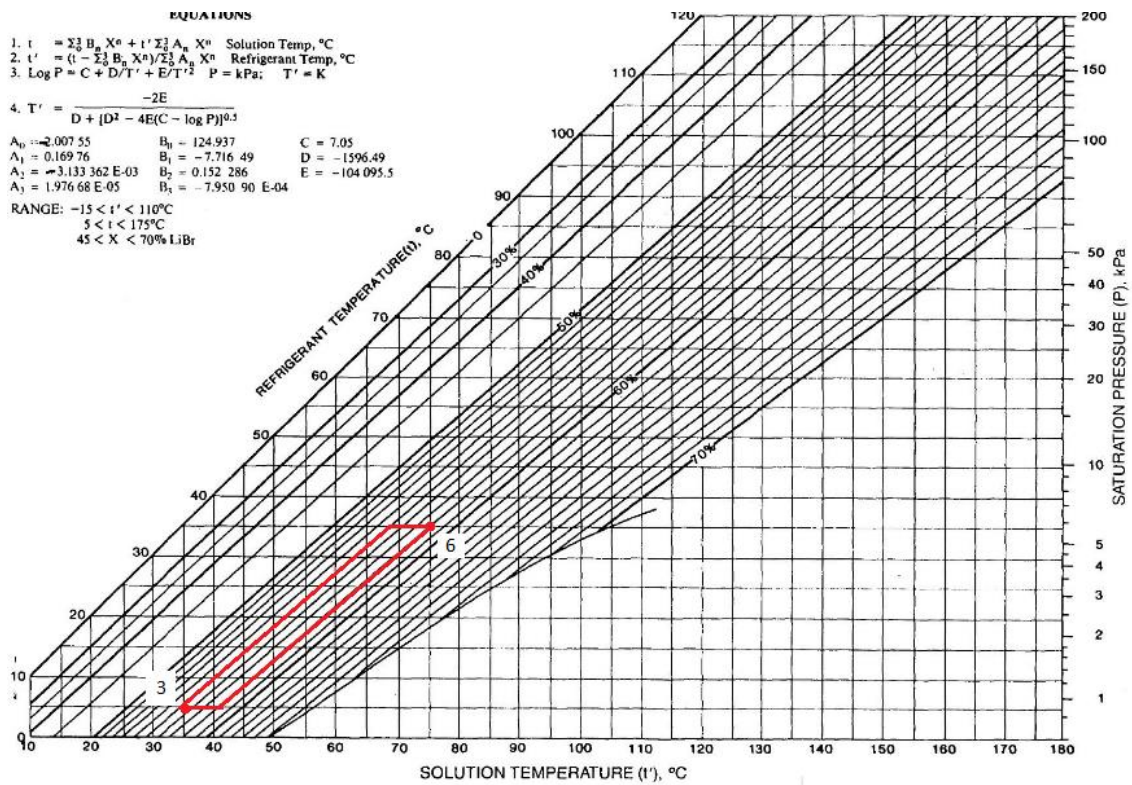


Figura 7.2 Diagrama de Dühring (Fuente: McNeeley, 1979)

Observando el diagrama se observa las concentraciones de la disolución en los puntos 3 y 6 siendo esta 55% y 58% respectivamente. Con estos datos nos introducimos en el diagrama de Merkel.

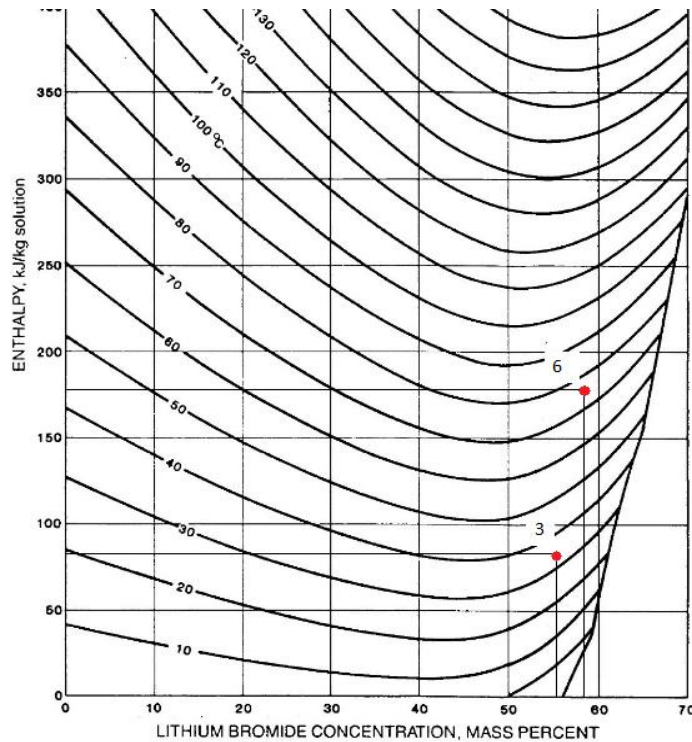


Figura 7.3 Porción del diagrama de Merkel (Fuente: McNeeley, 1979)

El reparto de entalpías en todos los puntos del circuito queda de la siguiente manera:

Punto	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)
1	5	20,98
2	5	2489,60
3	35	81,00
4	35	2565,30
5	35	146,68
6	75	177,00
7	41	112,00

Tabla 7.3. Valor de las entalpías en cada punto del circuito

Una vez conocidas las entalpías el primer flujo másico a calcular será el de agua como refrigerante. Para ello, bastará con realizar un balance de energía en el evaporador.

$$\dot{W}_{ev} = \dot{m}_t \cdot (h_2 - h_1)$$

Despejando el flujo de agua:

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{W}_{ev}}{h_2 - h_1} = 0,329 \text{ kg/s}$$

A continuación, realizando un balance de masa y sabiendo que la concentración a la salida del absorbedor por su flujo másico es igual que la concentración a la salida del absorbedor por su flujo másico:

$$C_a \cdot \dot{m}_{sa} = C_g \cdot \dot{m}_{sg}$$

$$\dot{m}_{sa} = \dot{m}_{sg} + \dot{m}_t$$

Los flujos másicos a la salida del generador y del absorbedor serán:

$$\dot{m}_{sg} = \frac{C_a * \dot{m}_t}{C_g - C_a} = 6,03 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{sa} = 6,36 \text{ kg/s}$$

Tipo de flujo	Flujo másico [kg/s]
Agua	0,329
Mezcla Salida Generador	6,030
Mezcla Salida Absorbedor	6,360

Tabla 7.4. Flujos másicos

7.3. Balances de energía

Una vez conocidos los flujos másicos de todo el circuito se procederá a realizar un balance de energía en cada elemento del circuito con el fin de saber la potencia necesaria en cada uno de ellos.

- **Absorbedor**

$$\dot{W}_{abs} = \dot{m}_t \cdot h_2 + \dot{m}_{sg} \cdot h_7 - \dot{m}_{sa} \cdot h_3 = 979,28 \text{ kW}$$

- **Generador**

$$\dot{W}_{gen} = \dot{m}_t \cdot h_4 + \dot{m}_{sg} \cdot h_6 - \dot{m}_{sa} \cdot h_3 = 1396,14 \text{ kW}$$

- **Condensador**

$$\dot{W}_{con} = \dot{m}_t \cdot h_4 - \dot{m}_t \cdot h_5 = 795,73 \text{ kW}$$

7.4. Cálculo de COP

El COP es una medida de la eficiencia del ciclo que trata del nivel de aprovechamiento de la energía suministrada al ciclo para su uso final. Para refrigeración, compara la entrada de calor en el evaporador con la potencia suministrada (en este caso) al generador.

Así, este viene dado por la ecuación 10:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{gen}}$$

Ecuación 12. Fuente [3]

Para el cálculo de este tipo de circuitos se suele realizar el cálculo a su vez del COP máximo que sería capaz de alcanzar este ciclo en condiciones ideales y su valor viene dado por la ecuación 11:

$$COP_{ideal} = \frac{(T_{gen} - T_{cond}) \cdot T_{ev}}{(T_{con} - T_{ev}) \cdot T_{gen}}$$

Ecuación 13. Fuente [3]

Calculando el valor de ambos:

$$COP = 0,552$$

$$COP_{ideal} = 1,065$$

Se ve claramente que la eficiencia real del ciclo está lejos de la ideal por lo que el aprovechamiento de la energía es muy bajo. Con el fin de aumentar este aprovechamiento se instalará un intercambiador de calor entre la salida del generador y la salida del absorbedor para conseguir una necesidad energética menor en el generador.

Con objeto de establecer una medida lo más realista posible se supondrá un rendimiento de este intercambiador del 80%. El rendimiento del intercambiador con flujo a contracorriente es la energía real intercambiado entre la energía que se intercambiaría en condiciones ideales y tiene la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{\dot{m} \cdot c_{p.flui} \cdot (T_6 - T_7)}{\dot{m} \cdot c_{p.flui} \cdot (T_6 - T_3)}$$

Ecuación 14. Fuente [3]

Reduciendo términos obtenemos la siguiente expresión simplificada:

$$\eta = \frac{T_6 - T_f}{T_6 - T_3}$$

Por lo que la temperatura final a la que saldría \dot{m}_{sg} del intercambiador es de $T_3=43^\circ\text{C}$

Con este mismo método se calculará la temperatura a la que entra \dot{m}_{sa} en el generador consiguiendo un valor de 67°C .

Con estos nuevos valores y empleando los diagramas de Dühring y Merkel, se hallarán las nuevas entalpías $h_{6'}$ y $h_{3'}$ obteniendo un valor de 150 kJ/kg y 112 kJ/kg respectivamente.

Realizando de nuevo un balance de energía en el generador:

$$\dot{W}_{gen} = \dot{m}_t \cdot h_4 + \dot{m}_{sg} \cdot h_{6'} - \dot{m}_{sa} \cdot h_{3'} = 957,29 \text{ kW}$$

Por lo que el nuevo COP del ciclo logra un valor de:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{gen}} = 0,805$$

Este valor es mucho más cercano al ideal obtenido previamente lo que implica un mayor aprovechamiento de la energía constatando un ciclo con eficiencia mayor con la instalación del intercambiador de calor.

Utilizando la Figura 4.1, en la que se expresaban los resultados simulados y experimentales de diferentes sistemas del COP en función de la temperatura de entrada del agua al circuito proveniente del campo solar, podemos comprobar que el resultado obtenido en los cálculos se asemeja a los aportados en dicha figura.

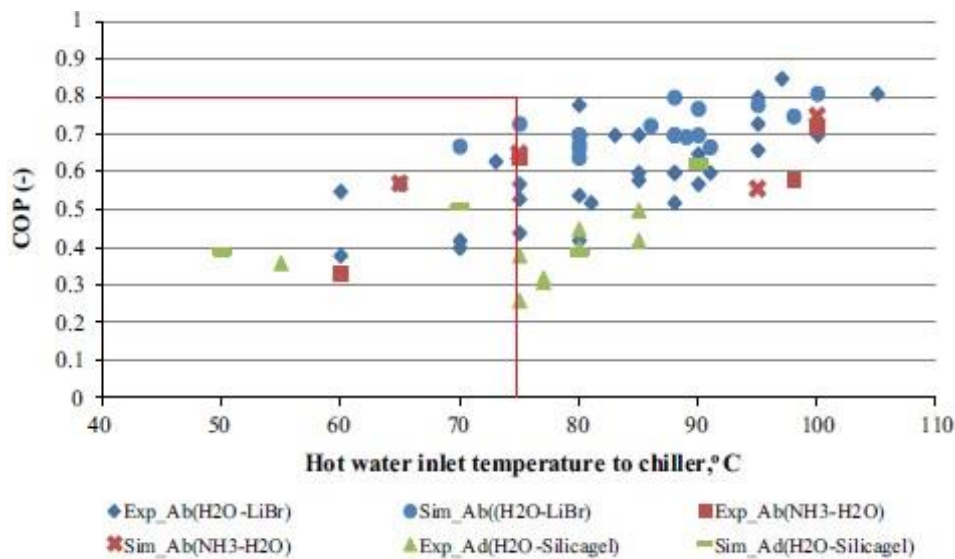


Figura 7.4. Verificación COP

8. Dimensionamiento instalación solar

Este apartado estará orientado a la elección y descripción de los elementos necesarios para la instalación solar (paneles solares) y el dimensionamiento de la superficie de colección solar necesaria para satisfacer las necesidades de la máquina de absorción.

En la actualidad existen tres tipos fundamentales de captadores solares de aplicación térmica.

➤ Captadores planos

Estos captadores se encuentran en el grupo de captadores de baja temperatura. Consiste en una “caja” con una capa superpuesta de vidrio que filtra las longitudes de onda dejando pasar únicamente la franja visible desechando la infrarroja debido a su bajo nivel energético. La radiación incidente es aprovechada por una red de tuberías que absorbe el calor de la radiación calentando el líquido que circula por su interior.

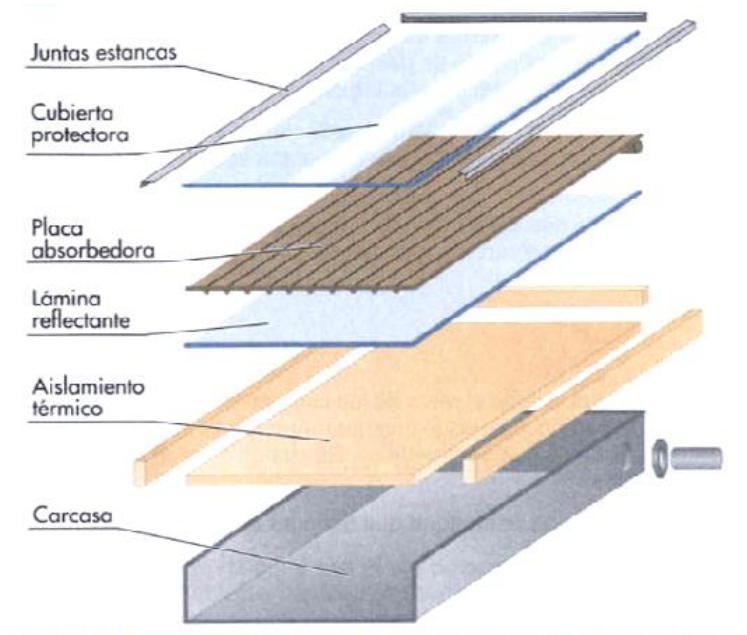


Figura 8.1. Esquema básico de colector solar plano. (Fuente: [11])

Diversas capas por debajo de la capa absorbedora aisladas térmicamente impiden que las pérdidas térmicas se disparen por su parte inferior. Por su simplicidad técnica son los colectores más baratos y junto con su gran funcionalidad para aplicaciones domésticas o comerciales.

➤ **Captadores de vacío**

Estos captadores se encuentran en el grupo de captadores de media temperatura. Su diferencia principal con los colectores planos es el aislamiento térmico. La existencia de una capa de vacío reduce la pérdida térmica por convección aumentando la eficiencia del colector.

Este tipo de captadores consisten fundamentalmente en la configuración de dos tubos concéntricos con una capa de vacío entre ambos. El fluido circula por el interior del tubo interior absorbiendo la energía aportada por la radiación solar.

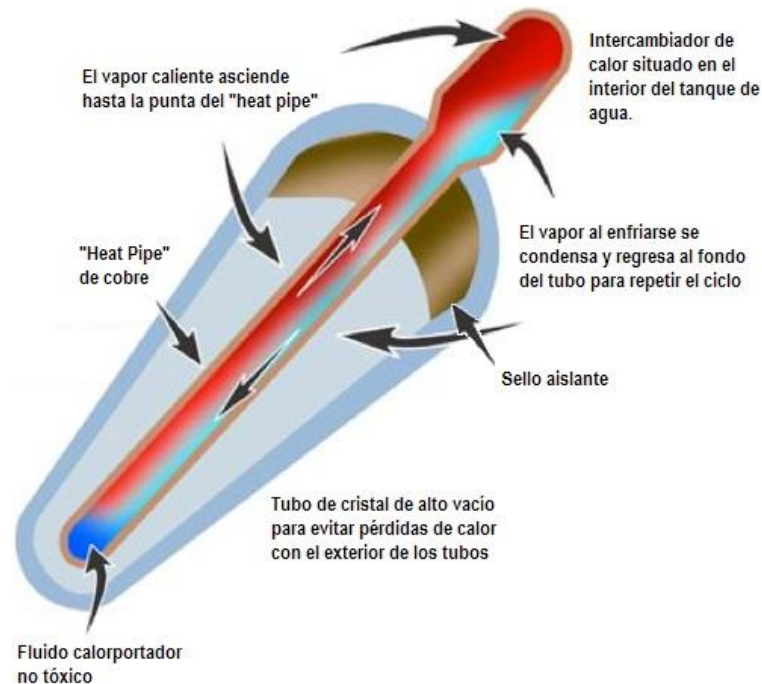


Figura 8.2. Esquema de captador de vacío. (Fuente: [11])

Gracias a esta capa de vacío se puede utilizar en aplicaciones donde se necesita una temperatura mayor de entrada del agua. Sin embargo, debido a la necesidad de realizar y mantener el vacío en la capa media del captador, el precio de este captador se eleva con respecto al captador plano.

➤ **Concentradores solares**

La funcionalidad de estos captadores les sitúa en el grupo de captadores de alta temperatura. Su esquema fundamental consiste en un tubo o un depósito por el que circula el líquido caloportador y una serie de espejos situados alrededor de este que concentran la radiación solar en el consiguiendo lograr altas temperaturas operacionales.



Figura 8.3. Concentrador parabólico lineal (izda) Concentrador parabólico puntual (dcha). (Fuente: [11])

Para mantener la eficiencia de estos captadores es necesario realizar un gran mantenimiento sobre ellos. Esto junto con la pequeña tolerancia admisible en su montaje hace que sea necesario un proyecto de gran escala para que su viabilidad económica sea considerable.

Ámbito operativo	De baja temperatura (Hasta 100°C)	De media temperatura (100-400 °C)	De alta temperatura (400-3000 °C)
Captador	Captadores Planos	Captadores de vacío Concentradores solares	Concentradores solares
Aplicaciones	ACS Calefacción Climatización Piscinas Secaderos	Calefacción Refrigeración Climatización Procesos industriales y químicos Desalinización	Procesos industriales de alta temperatura Generación eléctrica

Tabla 8.1. Ambito operacional captadores solares. (Fuente: [11])

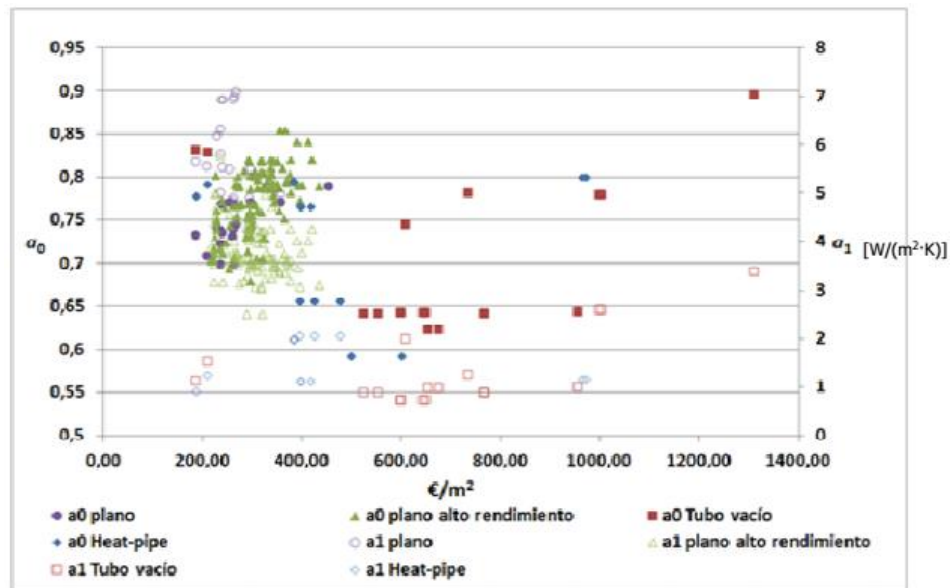


Figura 8.4. Comparación económica captadores solares. (Fuente: [11])

Dado el ámbito operacional de la instalación a diseñar, sus condiciones ambientales térmicas y su necesidad tecnológica, se decide utilizar un captador solar plano del fabricante TERMICOL, concretamente el modelo T25PS cuyas características principales son las siguientes:

- Factor óptico (a_0). Este factor representa el coeficiente que tiene en cuenta las pérdidas por radiación en el colector solar y tiene un valor de 0,758
- Factor lineal de pérdidas (a_1) = 5,54 W/m²K
- Área bruta (A) = 2,5 m²
- Área del absorbedor (A_{col}) = 2,4 m²
- Gráfica de rendimiento del colector

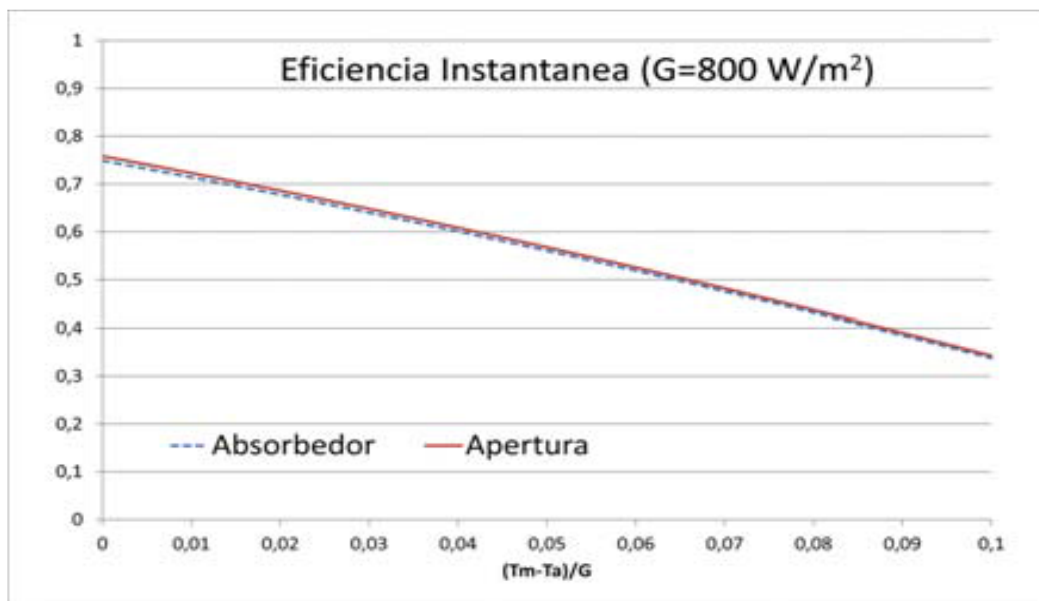


Figura 8.5. Eficiencia Instantánea del colector (Fuente: TERMICOL)

$$\text{Rendimiento del colector } (\eta_{col}) = a_0 - a_1 \cdot \frac{T_{agua} - T_{amb}}{I_t}$$

Donde T_{amb} se refiere a la temperatura ambiental y la temperatura del agua se tomará como la media entre la entrada y la salida del colector

$$T_{agua} = \frac{T_{co} + T_{ci}}{2}$$

- Calor absorbido por el colector (Q_{col}) = $I_t * A_{col} * \eta_{col}$
- Factor de corrección K para superficies inclinadas: Dado que los datos de radiación incidente sobre el captador se han tomado sobre una superficie horizontal y la inclinación óptima de estos es la correspondiente a la latitud, se necesita un factor que corrija este dato de radiación el cual es proporcionado en la siguiente tabla:

Latitud = 40°

Inc	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
5	1.07	1.06	1.05	1.03	1.02	1.01	1.02	1.03	1.05	1.08	1.09	1.09
10	1.14	1.11	1.08	1.05	1.03	1.02	1.03	1.06	1.1	1.14	1.17	1.16
15	1.2	1.16	1.12	1.07	1.03	1.02	1.04	1.08	1.14	1.21	1.25	1.24
20	1.25	1.2	1.14	1.08	1.03	1.02	1.03	1.09	1.17	1.26	1.32	1.3
25	1.3	1.23	1.16	1.08	1.02	1	1.02	1.09	1.19	1.3	1.38	1.36
30	1.34	1.26	1.17	1.07	1.01	.98	1.01	1.09	1.2	1.34	1.43	1.41
35	1.37	1.28	1.17	1.06	.98	.95	.98	1.07	1.21	1.37	1.47	1.45
40	1.39	1.29	1.16	1.04	.95	.92	.95	1.05	1.21	1.39	1.5	1.48
45	1.4	1.29	1.15	1.01	.91	.88	.92	1.03	1.2	1.39	1.52	1.5
50	1.41	1.28	1.13	.98	.87	.83	.87	.99	1.18	1.39	1.54	1.52
55	1.4	1.27	1.1	.94	.82	.78	.82	.95	1.15	1.38	1.54	1.52
60	1.39	1.24	1.07	.89	.77	.72	.77	.9	1.12	1.36	1.53	1.51
65	1.37	1.21	1.03	.84	.71	.66	.71	.85	1.07	1.34	1.51	1.5
70	1.34	1.17	.98	.78	.64	.59	.64	.79	1.02	1.3	1.49	1.47
75	1.3	1.13	.92	.72	.57	.52	.57	.73	.97	1.25	1.45	1.44
80	1.25	1.08	.86	.65	.5	.45	.5	.66	.9	1.2	1.41	1.4
85	1.2	1.02	.8	.58	.43	.37	.42	.58	.84	1.14	1.35	1.35
90	1.14	.95	.73	.5	.35	.29	.34	.5	.76	1.07	1.29	1.29

Tabla 8.2. Factor de corrección K para superficies inclinadas en latitud 40° (Fuente: <http://www.cleanegysolar.com/>)

En este caso los colectores se encontrarán con una inclinación de 40° por lo que el factor de corrección adquirirá un valor de 1,21.

8.1. Cálculo de pérdidas en el colector

Para poder dimensionar la instalación solar con un cierto nivel de precisión se ha de calcular las pérdidas térmicas presentes en la instalación. Debido al alto nivel de sobredimensionamiento tenido en cuenta en apartados anteriores, en este apartado se tendrán en cuenta únicamente las pérdidas energéticas del colector solar.

8.1.1 Pérdida por convección exterior

Debido a que los colectores se encuentran en el exterior del edificio en primer lugar hay que tener en cuenta la pérdida debida al aire exterior. La resistencia por convección exterior viene dada en el Incropera y tiene la siguiente expresión.

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A}$$

Ecuación 15. Fuente [3]

Donde:

$$h_{ext} = \frac{Nu \cdot k_{aire}}{L_{col}}$$

Ecuación 16. Fuente [3]

Dado que se conoce la velocidad del aire pero no su sentido, se opta por tomar como longitud del colector el largo de este.

Para conocer el valor del número de Nusselt en primer lugar hay que conocer si se trata de un flujo laminar o turbulento y para ello se establece el cálculo del número de Reynolds cuya expresión es:

$$Re = \frac{\rho_{aire} \cdot v_{viento} \cdot L_{col}}{\mu_{aire}}$$

Ecuación 17. Fuente [3]

Para conocer las propiedades del aire se recurrirá a las tablas proporcionadas en el libro "ASHRAE handbook 1997 fundamentals" por lo que el Reynolds tendrá un valor de:

$$Re = \frac{1,2 \cdot 6,11 \cdot 2,13}{1,8 \cdot 10^{-5}} = 867620 > 10^5$$

Al tratarse de un Reynolds mayor de 10^5 utilizaremos la correlación correspondiente a flujo externo turbulento en placa plana (ya que no conocemos la dirección del viento, supondremos flujo paralelo a la placa) con un $q''=cte$ para calcular el valor del número de Nusselt:

$$Nu = 0,0385 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$$

Ecuación 18. Fuente [3]

Donde se deberá calcular el valor del número de Prandtl a partir de la ecuación 17:

$$Pr = \frac{\mu_{aire} \cdot c_{p_{aire}}}{k_{aire}}$$

Ecuación 19. Fuente [3]

$$Pr = \frac{1,8 \cdot 10^{-5} \cdot 1000}{0,024} = 0,75$$

Por lo cual el valor del número de Nusselt, el coeficiente de convección exterior y finalmente la resistencia por convección exterior serán:

$$Nu = 766,737$$

$$h_{ext} = 8,64 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$R_{conv} = 0,048 \text{ K/W}$$

8.1.2 Pérdida por conducción en la cubierta

La cubierta del panel de 10 mm de espesor proporciona una resistencia térmica para el paso del flujo de calor.

Esta cubierta está fabricada de vidrio templado proporcionando así una resistencia mecánica superior a la del vidrio sin tratar. En tablas facilitadas en el ya mencionado "*ASHRAE Fundamentals 1997*", en el que se pueden encontrar las características mecánicas y térmicas de un gran grupo de materiales, se extraerá el dato de la conductividad térmica del vidrio templado, la cual tiene un valor de $k_{cub}=1,05 \text{ W/mK}$. Con este dato se calculará la resistencia por conducción de la cubierta utilizando la siguiente expresión:

$$R_{cond} = \frac{e_{cub}}{k_{cub} \cdot A_{col}} = \frac{0,01}{1,05 \cdot 2,4} = 0,004 \text{ K/W}$$

8.1.3 Pérdida por conducción del aislante

La pérdida por conducción se calculará de forma análoga a la utilizada en el apartado anterior.

Tal y como indica el fabricante, el aislante utilizado se trata de lana de vidrio de espesor 40 mm y una conductividad térmica de $k_{ais}=0,034 \text{ W/m}^2\text{K}$. Cabe destacar que en este caso el fabricante ya ha tenido en cuenta el espesor de aislante al facilitar el dato de la conductividad térmica, por lo que la resistencia en este caso será:

$$R_{ais} = \frac{1}{k_{ais} \cdot A_{col}} = \frac{1}{0,034 \cdot 2,4} = 12,25 \text{ K/W}$$

8.2. Cálculo de número de colectores

El cálculo del número de colectores se basa en la resolución del área de captación necesaria para satisfacer la necesidad energética del generador de la máquina de absorción. Sin embargo debido al desconocimiento de la temperatura de entrada y salida del colector del fluido caloportador este proceso se complica.

En primer lugar hay que definir el sistema de ecuaciones mediante el cual se resolverá el problema.

La primera ecuación que se ha de tener en cuenta es el balance energía realizado en la instalación solar donde el calor aportado por el Sol es, en parte extraído por las pérdidas térmicas calculadas previamente y el calor absorbido por el fluido caloportador:

$$I_t \cdot A_{cap} \cdot \eta_{col} = \dot{m}_{fcp} \cdot c_{p_{fcp}} \cdot (T_{co} - T_{ci}) + \dot{Q}_{pérdidas}$$

Ecuación 20. Fuente [8]

Donde:

$$\dot{Q}_{pérdidas} = \frac{T_{agua} - T_{amb}}{R_{conv} + R_{cond}} + \frac{T_{agua} - T_{amb}}{R_{ais}}$$

Ecuación 21. Fuente [8]

\dot{m}_{fcp} =Flujo másico de fluido caloportador

$c_{p_{fcp}}$ =Calor específico del fluido caloportador

El fluido caloportador utilizado en la instalación se trata de una mezcla de agua y anticongelante. La utilización de anticongelante no es justificable para la aplicación del frío solar dado que no hay peligro de congelamiento, pero se decide utilizar este dado que esta instalación puede aprovecharse para otro tipo de aplicaciones en los periodos de invierno en los que sí existe peligro de congelamiento. El anticongelante propuesto es propilenglicol, un anticongelante viscoso a temperatura ambiente y que garantiza la óptima utilización de la instalación solar. El calor específico de la mezcla es de 3900 J/KgK.

La segunda ecuación que determinará el sistema de ecuaciones a resolver es el balance de energía en el generador.

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{fcp} \cdot c_{p_{fcp}} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

La última ecuación es la que define el flujo másico de fluido caloportador. Para ello se utilizará el caudal recomendado por el fabricante, es decir, $Q=40 \text{ l/hm}^2$.

$$\dot{m}_{fcp} = \rho_{fcp} \cdot A_{cap} \cdot Q$$

Donde:

ρ_{fcp} = densidad del fluido caloportador = 1030 kg/m^3

Con el fin de resolver este sistema de ecuaciones se decide utilizar el programa Microsoft Excel. No obstante antes de empezar a resolver el problema hay que establecer un valor inicial para el área de captación. Se utilizará una primera aproximación recomendada en [8].

$$A_{cap} = 0,5 \cdot n^{\circ} \text{personas} = 0,5 \cdot 5 \frac{\text{personas}}{\text{vivienda}} \cdot 84 \text{ viviendas} = 210 \text{ m}^2$$

Con esta primera aproximación el sistema trabaja con un caudal másico de $2,35 \text{ kg/s}$ y los resultados obtenidos para las temperaturas de entrada y salida del colector son $T_{ci}=302,85 \text{ K}$ y $T_{co}=320,72 \text{ K}$ por lo que la aproximación del área de captación se queda muy lejos de la necesidad real.

Aumentando paulatinamente el área de captación hasta conseguir resultados que cumplan los requerimientos técnicos de la instalación (y los requerimientos del fabricante) y no sobredimensione en exceso la instalación se consiguen los siguientes resultados.

Dato	Resultado
Área de captación (A_{col}) [m^2]	840
Flujo másico (\dot{m}_{fcp}) [kg/s]	9,61
Temperatura de entrada al colector (T_{ci}) [K]	343
Temperatura de salida del colector (T_{co}) [K]	368,53
Rendimiento de la instalación (η_{col}) [%]	63,17

Tabla 8.3. Resultados de la instalación solar

Dado que el área de las azoteas es de $1003,86 \text{ m}^2$ es físicamente posible realizar la instalación del campo solar establecido.

Una vez conocida el área de captación necesaria para satisfacer las necesidades energéticas de la instalación el número total de captadores solares será:

$$N^{\circ} \text{ Captadores} = \frac{A_{cap}}{A} = \frac{840}{2,5} = 336 \text{ captadores}$$

9. Estudio económico

En este capítulo se realizará un estudio económico del proyecto realizando una valoración de la amortización de este. Para ello se deberá calcular el tiempo que tarda en amortizarse la inversión inicial realizada teniendo en cuenta que la vida útil de la instalación solar se estima entre 25 y 30 años, por lo que, se establecerá este periodo de tiempo como límite de inversión positiva.

Para realizar este estudio se tendrán en cuenta diferentes factores:

- Coste del equipo necesario
- Ingeniería y montaje
- Mantenimiento anual
- Subvenciones
- Coste de sistema de climatización por compresión mecánica

El coste de la ingeniería y montaje se fija en un 10 % del subtotal del coste del equipo así como el coste del mantenimiento anual será un 1 % del mismo subtotal.

9.1. Inversión inicial

Este apartado está dedicado al cálculo total de la inversión inicial en la que se incluye el coste del equipo necesario y el coste de la ingeniería y montaje. Ante la imposibilidad de encontrar a la venta cada elemento de máquina de absorción por separado, se ha optado por encontrar una máquina completa que cumpla las exigencias del diseño de los elementos. Aunque la ficha técnica muestra unas temperaturas del sistema y un caudal de fluido, el fabricante asegura que esos valores pueden variar en función de las necesidades de la instalación.

La máquina propuesta viene montada con todos los elementos necesarios incluyendo sensores, válvulas, bombas y los elementos clave como intercambiadores de calor.

Así pues, el desglose del presupuesto de la inversión inicial viene dado en la siguiente tabla:

Elemento	Proveedor	Cantidad (uds)	Precio/unidad (€/ud)	Coste (€)
Instalación Solar				
Captador solar T25PS	TERMICOL	336	565	198840
Propilenglicol	IBERSOLAR	1	2503,9	20503,9
Conjunto de tuberías	RS	Varios modelos	-	472,5
Aislante DUCTNET	L'ISOLANTE K-FLEX	14,30 m2	32,3 €/m2	556,4
Sistema de control STL	DELTASOL	6	315	1890
Sistema de refrigeración				
Máquina de absorción SAB-HW22	AIRLAN	1	238000	238000
Sistema de bombeo	CAPRARI	Varios modelos	-	7840
Otros costes				
Subtotal				468102,8
Ingeniería y montaje (10% del subtotal)				46810,28
IVA (21% del subtotal)				108131,75
			TOTAL	<u>623044,83</u>

Tabla 9.1. Presupuesto de la inversión inicial

9.2. Mantenimiento anual

Debido a la cantidad de electrónica existente en la instalación, a la necesidad de purga de los circuitos hidráulicos, a la revisión que requieren las piezas mecánicas y a la limpieza que requieren los paneles solares, es necesario establecer un presupuesto de mantenimiento para toda la instalación. El mantenimiento necesario se cifra como una cantidad de gasto anual que, en proyectos similares, se estima en un 1% de la inversión inicial por lo que el mantenimiento de la instalación tendrá un coste de 6230,45 €/año.

9.3. Coste del equipo de refrigeración por compresión mecánica

Para establecer un periodo de amortización de la instalación justo, se tendrá en cuenta el valor económico de lo que supondría la instalación en las viviendas de un sistema centralizado de refrigeración por compresión mecánica. La razón por la que se tendrá en cuenta esto es que el proyecto se sustenta en la necesidad por parte de todos los vecinos de mantener el edificio a la temperatura de confort establecida en apartados anteriores por lo que, este estudio comparará de esta forma la viabilidad económica de ambos métodos de refrigeración.

Debido a la falta de datos del coste de la instalación del sistema de compresión mecánica, "climasolworld" facilitó una estimación del coste por vivienda de realizar dicha instalación. La estimación viene reflejada en la tabla 9.2.

Tipo de sistema	Coste del equipo/vivienda [€]	Coste de instalación/vivienda [€]	Número de viviendas	Coste Total [€]
Sistema centralizado de refrigeración	1500	250	84	147000

Tabla 9.2. Estimación del coste de instalación sistema de compresión mecánica. (Fuente: <http://www.climasolworld.com/>)

9.4. Subvenciones

Aunque Madrid posee uno de los climas idóneos para favorecer el autoconsumo en la vivienda, su política de subvenciones a las energías renovables no está diseñada a explotar esta capacidad. En desinterés de las multinacionales del sector en que esto sea promovido y los vaivenes políticos en su regulación no dejan muy claro el camino a seguir. Por estos factores la mayoría de las subvenciones no han sido renovadas una vez cumplido su periodo en vigor. De hecho la principal subvención orientada a esto llevada a cabo en 2015 se trata de una ayuda a la rehabilitación de edificios antiguos cuyas premisas excluyen a este proyecto de dicha subvención.

Como subvención aplicable a nuestro caso aplicaremos la ayuda a instalación solar térmica. Esta subvención no fue renovada tras el cumplimiento de su plazo pero las perspectivas políticas son reactivarla a lo largo de 2016. Esta ayuda está destinada a las instalaciones solares térmicas para actividades de refrigeración y otras aplicaciones especiales. La cuantía de esta ayuda asciende a *"260€/m² de superficie útil de captación"*. Para el proyecto actual la superficie es de 840 m² de paneles solares de la cual útiles de captación se reduce a 806,4 m². Por lo que este proyecto recibiría una ayuda de 209664€.

9.5. Periodo de amortización

Una vez establecidos los costes, las ayudas a percibir y lo que supondría instalar un sistema de refrigeración por compresión mecánica, el sobre coste total inicial de la instalación es de 266380,83 €

El ahorro de este proyecto viene dado por el ahorro eléctrico provocado por la sustitución del compresor mecánico por el compresor térmico por lo que se habrá de calcular el consumo eléctrico que se necesitaría para conseguir las condiciones de confort establecidas y el precio que ello acarrearía a la comunidad y que se ahorra a partir de la fecha de la instalación.

Según la página de la Red Eléctrica de España (REE), el precio medio del KWh en España en las horas de interés de este proyecto (11:00-19:00) es de 0,111 €/KWh.

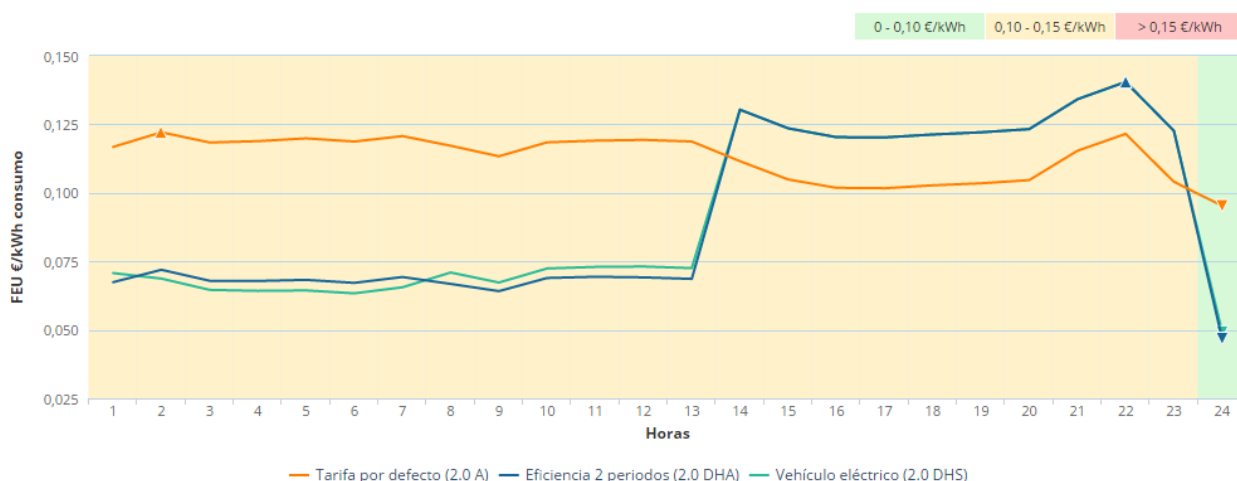


Figura 9.1. Gráfica precio KWh a lo largo del día (Fuente: REE)

Para el cálculo del consumo eléctrico del aire acondicionado hay que tener en cuenta en que mes se está evaluando ya que dependiendo del mes el equipo trabajará a un nivel de potencia y durante unas horas o a otro. Con el fin de hacerlo lo más fiel posible a la realidad se han establecido unos coeficientes de potencia y unas horas al día de trabajo. El coeficiente de potencia se refiere a la carga a la que trabaja la máquina de absorción.

Mes	Coeficiente de potencia	Potencia media de trabajo (KW)	Horas de trabajo diarias	Consumo eléctrico (KWh)
Junio	0,4	308,45	4	1233,8
Julio	0,7	539,79	6	3238,74
Agosto	0,65	501,23	6	3007,38
Septiembre	0,3	231,34	3	694,02

Tabla 9.3. Consumo eléctrico de refrigeración diario

Así el consumo eléctrico a lo largo de los 4 meses de verano vendrá dado por la siguiente expresión:

$$Cons\ eléctrica\ anual = \sum C_{e_{mes}} \cdot n^{\circ}\ de\ días_{mes}$$

Ecuación 22

$$Cons\ eléctrica\ anual = 251464,32\ KWh$$

Con esto y el precio del KWh se establece que el ahorro económico anual asciende a 27912,54 €.

Una vez conocido esto se deberá calcular el VAN (valor actual neto), que indicará, en primer lugar, si la inversión se amortiza a lo largo de los 30 años y, en segundo lugar, en qué año empieza a amortizarse.

El VAN viene definido por la siguiente expresión.

$$VAN = \sum_{i=1}^n \frac{CF_i}{(1+k)^i} - I_o$$

Ecuación 23

Donde:

CF_i = Flujo de caja de cada año (Ahorro de consumo eléctrico - coste de mantenimiento anual)

k = Tasa de descuento (se supondrá una tasa de descuento del 2% correspondiente con la media de interés actual que se ganaría si esa inversión se guardará en un banco)

I_o = Inversión inicial

Dado que la subvención propuesta no está en vigor, se calculará el periodo de amortización con y sin posibilidad de disfrutar de esta ayuda.

- **Sin posibilidad de subvención**

Para este caso la inversión inicial es de 476044,83 € y el periodo de vida de esta inversión de 30 años por lo que, haciendo uso del programa Microsoft Excel, el VAN adquiere un valor de:

$$VAN = 21292,48 \text{ €}$$

El VAN adquiere un valor positivo, por lo que, para este caso la inversión se ve reflejada en un retorno futuro de capital, es decir, económicamente es viable realizar el proyecto.

- **Con posibilidad de subvención**

En este caso la inversión inicial es menor gracias a la subvención y adquiere un valor de 266380,83 € siendo la vida de la inversión la misma que para el caso anterior. El VAN adquiere un valor de:

$$VAN = 230956,48 \text{ €}$$

El VAN refleja que con la intervención del Estado, ayudando con esta subvención, la viabilidad económica aumenta considerablemente. Una vez se sabe como viable, hay que saber en cuantos años se vuelve rentable la inversión, esto es, cuando el VAN pasa de ser negativo a ser positivo.

Trabajando en el programa utilizado y viendo los valores obtenidos se observa que la inversión se amortiza en el año 29 en el caso de no disponer de la subvención, y en el año 14 en el caso de disponer de la subvención, por lo que, tardaría este tiempo en ser viable económicamente. Dado que la vida útil de la instalación solar es de 25 a 30 años, la viabilidad económica del proyecto sería ambigua y dependiente del apoyo del estado.

10. Estudio medioambiental

En este tipo de estudio se centra en el ahorro de emisiones de dióxido de carbono (CO₂) que supondría llevar a cabo el presente proyecto. Aunque el estudio económico tiene gran trascendencia en la sociedad actual, siendo casi el 100% del objeto de interés de un proyecto, este proyecto está orientado a concienciar sobre la importancia de volcar más interés en este estudio. El ahorro de emisiones de CO₂ no es tan palpable como el factor económico, pero, es obvio que tiene una trascendencia más importante que la que se le da hoy en día.

10.1. Cálculo de emisiones de CO₂

El ahorro de emisiones que supone la instalación se basa en el ahorro en el consumo eléctrico, ya que, por la forma de generarla y transportarla, se produce una creación de esta sustancia y su posterior exposición a la atmósfera. Por ello, este estudio, se ayudará de los datos utilizados en el estudio económico tales como los consumos eléctricos de la comunidad de vecinos que conllevaría la utilización de un equipo alimentado por la red eléctrica. Así la tabla de consumos eléctricos desglosados por meses y el consumo total a lo largo de los meses de estudio serán:

Mes	Coeficiente de potencia	Potencia media de trabajo (KW)	Horas de trabajo diarias	Consumo eléctrico (KWh)
Junio	0,4	308,45	4	1233,8
Julio	0,7	539,79	6	3238,74
Agosto	0,65	501,23	6	3007,38
Septiembre	0,3	231,34	3	694,02

Tabla 10.1. Consumo eléctrico de refrigeración diario

$$Cons\ eléctrica_{anual} = 251464,32\ KWh$$

Para establecer las toneladas de CO₂ que esta instalación está dejando de verter a la atmósfera es necesario conocer cuánto dióxido de carbono supone la utilización de la red eléctrica como fuente de energía. Para ello el Ministerio de Energía, Industria y Turismo pone a disposición de cualquiera este dato:

Contaminante	Kg CO ₂ /KWh
CO ₂	0,364

Emisiones de CO₂ generadas por la red eléctrica (Fuente: Ministerio de Energía, Industria y Turismo)

Por lo que el ahorro de emisiones de este compuesto será:

$$Tn \frac{CO_2}{año} = 0,364 \cdot 251464,32 \cdot 10^{-3} = 91,53 \text{ tn } CO_2/año$$

Contando con una vida útil de la instalación de 30 años se ahorrarán un total de **2746 toneladas de dióxido de carbono**.

10.2. Cálculo de emisiones de otros gases tóxicos

Aun siendo la emisión más destacable por sus consecuencias al efecto invernadero y al calentamiento global, existen otros gases tóxicos para el ser humano que se vierten a la atmósfera por el consumo de la red eléctrica y que también hay que tener en cuenta a la hora de realizar el estudio medioambiental como son el monóxido de carbono (CO), los óxidos de nitrógeno (NO_x) y los óxidos de azufre SO_x que pueden causar graves enfermedades respiratorias y, en última instancia, la muerte.

El método para este cálculo es análogo al mostrado en el apartado anterior por lo que se necesitará el dato de emisiones de estas sustancias provocadas por la producción de electricidad.

Componente	g componente/KWh
CO	0,567
NO _x	0,263
SO _x	0,380

Tabla 10.2. Emisiones de gases generados por la red eléctrica (Fuente: Fondo Mundial para la Naturaleza (WWF))

Utilizando el mismo método que utilizado anteriormente se consigue la siguiente tabla en la que se muestran las cantidades de emisiones ahorradas en este proyecto

Componente	Toneladas de componente
CO ₂	2746,00
CO	4,28
NO _x	1,95
SO _x	2,87

Tabla 10.3. Toneladas de gases tóxicos ahorradas por la instalación en 30 años

11. Conclusiones

En la realización del presente proyecto se ha llegado a diversas conclusiones basando estas en los resultados obtenidos.

- En primer lugar y como base del proyecto, se propusieron las limitaciones medioambientales del uso de la tecnología actual refutada con datos de la situación actual, en cuanto a contaminación, concluyendo con la necesidad de la utilización de métodos más renovables para la generación de frío en hogares.
- El siguiente objetivo fue la elección de la tecnología más apropiada para el presente caso de estudio. Tras definir y explicar cada una de las posibilidades de aplicación del frío solar, la decisión final fue la elección de la utilización de la refrigeración por absorción basada en los límites espaciales de la instalación, el coste económico y la eficiencia de la tecnología.
- Dentro de la refrigeración por absorción se debía elegir el tipo de ciclo y el líquido a utilizar. Apoyada en [10] y [9], se concluyó en el apartado 4 (Refrigeración por absorción) que lo más adecuado era la utilización de una máquina de simple efecto por su mayor simplicidad, lo que deriva en un menor coste tanto de inversión como operacional, y la utilización de bromuro de litio y agua como para de líquidos por su gran afinidad y un mejor COP.
- Tras exponer el caso de estudio, plantando las bases para el posterior dimensionamiento de la instalación, el siguiente objetivo era el estudio de la demanda energética que precisaba la comunidad de vecinos. Datos proporcionados por el Ayuntamiento de Leganés y el seguimiento de la normativa sirvieron como base y guía para completar este apartado. El resultado de este estudio revela la sorprendente cantidad de energía que necesita el edificio para poder atender la demanda de confort solicitada.
- En los dos siguientes puntos se dimensionó la instalación proporcionando los datos necesarios para la decisión de por qué elementos optar a la hora de realizar el presupuesto. Como datos destacables, la gran cantidad de superficie solar necesaria y el gran aumento del COP con el aprovechamiento del calor residual a la salida del absorbedor, sorprende con respecto a lo esperado antes de la realización del proyecto.
- En el estudio económico se propuso un presupuesto para la instalación y se comparó con la instalación de un equipo de compresión mecánica en las mismas circunstancias. En este apartado se llega a varias conclusiones. La primera es que la utilización de energías renovables para uso residencial es una opción real por la que se puede apostar, y la segunda es que la ayuda estatal puede propiciar el cambio por una apuesta renovable a este nivel en detrimento de las fuentes de energía fósiles.

- En el estudio medioambiental se da más fuerza a estas conclusiones. Este estudio refleja la ingente cantidad de contaminación que se ahorraría con la instalación de este equipo. Dada la situación actual, tanto a nivel nacional como a nivel mundial, este estudio retrata los grandes beneficios de apostar por alternativas renovables, como mínimo, en el campo en el que se ha desarrollado este proyecto.
- Como conclusión final del proyecto, aun siendo cierto que se podrían haber tenido en cuenta muchísimos más factores en los cálculos y que los estudios realizados podrían ser realizados de una forma más minuciosa, es innegable la necesidad de la realización de proyectos como el presente por profesionales que dispongan de más medios que los utilizados en este documento y que la sociedad y las entidades públicas se replanteen el porcentaje de importancia que se merecen las valoraciones económicas y ambientales teniendo en cuenta la situación actual en la que vivimos en la actualidad.

Bibliografía

Referencias

- [1] Ministerio de Industria, Energía y Turismo
- [2] *Review of Solar Refrigeration and Cooling Systems: 2013*. Ioan Sarbu, Calin Sebarchievici. Department of Building Services Engineering, University of Timisoara, Romania
- [3] *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Incropera, Frank P., Dewitt, David P. Cruz, Ricardo (trad.), Muñiz Díaz, Enrique (revisión técnica), Delgado Nuñez, Lourdes (asesoría técnica). 4ª Edición México.
- [4] *A Review of Thermal Cooling Systems: 2014*. R. Best, W. Rivera. Instituto de Energías Renovables, Universidad Autónoma de Mexico.
- [5] *Air Conditioning Engineering: 2012*. W.P. Jones. 5ª Edición
- [6] Fondo Mundial para la Naturaleza (WWF)
- [7] *Solar Engineering of Thermal Processes*. John A. Duffie, William A. Beckam
- [8] *Solar Technologies for Buildings*. Ursula Eicker
- [9] *Worldwide overview of solar thermal cooling technologies: 2014*. Abdul Ghafoor, Anjum Munir. Universidad de Agricultura, Faisalabad, Pakistan
- [10] *A review for research and new design options of solar absorption cooling systems. 2011*. X.Q. Zhai, M. Qu, Yue. Lie, R.Z. Wang. Instituto de Refrigeración y Criogenia, Shanghai Jiao Tong University.
- [11] *Apuntes técnicos Instalaciones de Energías Renovables*. Pedro A. Rodríguez Aumente, Ciro S. Vereda Ortiz. Universidad Carlos III de Madrid

Páginas web

http://www.ive.es/portal/page/portal/IVE_PEGV/CONTENTS/indicadores_sociales/archivos/4.2.3.html (24/Marzo/2015)

<http://www.cientificosaficionados.com/energia%20solar/aire%20acondicionado.pdf>
(25/Marzo/2015)

<http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps4/pvest.php?lang=en&map=europe> (30/Marzo/2015)

<http://www.ine.es> (14/Mayo/2015)

<http://www.idae.es> (15/Mayo/2015)

<http://www.climasolworld.com/> (16/Mayo/2015)

https://www.iberdrola.es/webibd/gc/prod/es/doc/IBEWATCH_Dic_14.pdf (20/Mayo/2015)

<http://www.absorsistem.com/tecnologia/absorcion/principio-y-antecedentes-historicos-del-ciclo-de-refrigeracion-por-absorcion> (25/Mayo/2015)

<http://www.ingemecanica.com> (19/Noviembre/2015)

<http://www.scalofrios.es/CEE/cerramiento/pag/factor%20solar.htm> (19/Noviembre/2015)

<http://www.gruponovaenergia.com/docs/absorcion/catalogo-tecnico-maquina-absorcion-agua-caliente.pdf> (23/Noviembre/2015)

<https://strauss.uc3m.es:2443/login?url=http://www.scopus.com/>

<https://strauss.uc3m.es:2443/login?url=http://www.sciencedirect.com/>

Anexos

Anexo I. Datos radiación Leganés Junio

Average Daily Solar Irradiance

PVGIS Estimates of average daily profiles

Location: 40°20'14" North, 3°44'28" West, Elevation: 636 m a.s.l.,

Inclination of plane: 0 deg.

Orientation (azimuth) of plane: 0 deg.

Radiation estimates

Time	G	Gd	Gc	DNI	DNlc	A	Ad	Ac	Td
04:52	15	14	13	52	64	66	13	76	15.9
05:07	34	29	31	107	130	147	38	169	16.0
05:22	59	42	56	175	213	257	78	293	16.1
05:37	89	56	88	243	295	351	103	401	16.3
05:52	124	68	126	303	369	432	121	494	16.5
06:07	162	80	168	356	433	503	137	575	16.9
06:22	203	92	213	402	489	563	151	644	17.2
06:37	245	102	260	442	537	616	162	704	17.7
06:52	287	112	308	477	580	661	171	756	18.1
07:07	331	121	358	508	618	701	178	801	18.7
07:22	374	129	407	536	652	735	184	840	19.2
07:37	417	136	457	560	682	765	189	873	19.8
07:52	459	143	506	582	708	790	192	902	20.3
08:07	500	148	554	602	732	812	194	926	20.9
08:22	540	153	600	619	754	830	196	947	21.5
08:37	578	157	645	635	773	846	196	965	22.1
08:52	614	161	688	649	790	859	196	980	22.6
09:07	649	164	729	662	805	870	195	993	23.1
09:22	681	166	767	673	818	879	194	1000	23.6
09:37	711	168	803	683	830	886	192	1010	24.0
09:52	739	170	836	691	841	892	191	1020	24.4
10:07	764	171	867	699	850	896	189	1020	24.8
10:22	787	171	894	705	858	900	187	1030	25.2
10:37	807	172	918	711	865	903	185	1030	25.5
10:52	824	172	938	716	871	905	183	1030	25.8
11:07	838	172	956	720	876	906	182	1040	26.1
11:22	850	173	970	723	879	907	180	1040	26.4
11:37	858	173	980	725	882	908	179	1040	26.6
11:52	864	173	987	727	884	908	179	1040	26.8
12:07	867	173	991	727	885	909	178	1040	27.1
12:22	867	173	991	727	885	909	178	1040	27.3
12:37	864	173	987	727	884	908	179	1040	27.5
12:52	858	173	980	725	882	908	179	1040	27.6
13:07	850	173	970	723	879	907	180	1040	27.8
13:22	838	172	956	720	876	906	182	1040	28.0
13:37	824	172	938	716	871	905	183	1030	28.1
13:52	807	172	918	711	865	903	185	1030	28.2
14:07	787	171	894	705	858	900	187	1030	28.3
14:22	764	171	867	699	850	896	189	1020	28.4
14:37	739	170	836	691	841	892	191	1020	28.5
14:52	711	168	803	683	830	886	192	1010	28.6
15:07	681	166	767	673	818	879	194	1000	28.6
15:22	649	164	729	662	805	870	195	993	28.6
15:37	614	161	688	649	790	859	196	980	28.6
15:52	578	157	645	635	773	846	196	965	28.6

16:07	540	153	600	619	754	830	196	947	28.5
16:22	500	148	554	602	732	812	194	926	28.5
16:37	459	143	506	582	708	790	192	902	28.4
16:52	417	136	457	560	682	765	189	873	28.2
17:07	374	129	407	536	652	735	184	840	28.1
17:22	331	121	358	508	618	701	178	801	27.9
17:37	287	112	308	477	580	661	171	756	27.6
17:52	245	102	260	442	537	616	162	704	27.4
18:07	203	92	213	402	489	563	151	644	27.0
18:22	162	80	168	356	433	503	137	575	26.7
18:37	124	68	126	303	369	432	121	494	26.3
18:52	89	56	88	243	295	351	103	401	-
19:07	59	42	56	175	213	257	78	293	-
19:22	34	29	31	107	130	147	38	169	-

G: Global irradiance on a fixed plane (W/m2)

Gd: Diffuse irradiance on a fixed plane (W/m2)

Gc: Global clear-sky irradiance on a fixed plane (W/m2)

DNI: Direct normal irradiance (W/m2)

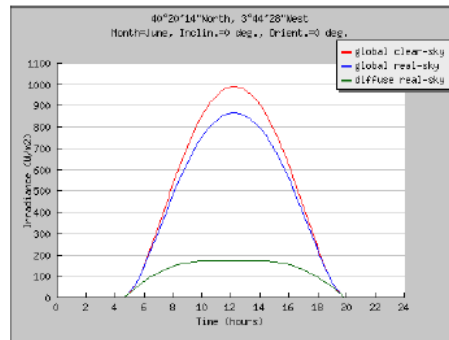
DNIc: Clear-sky direct normal irradiance (W/m2)

A: Global irradiance on 2-axis tracking plane (W/m2)

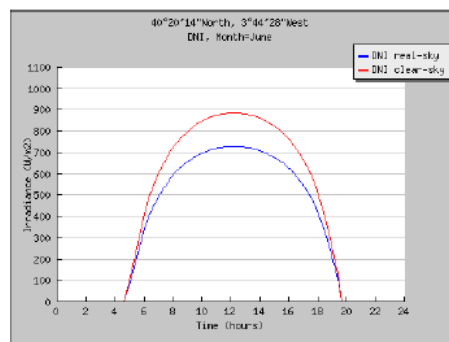
Ad: Diffuse irradiance on 2-axis tracking plane (W/m2)

Ac: Global clear-sky irradiance on 2-axis tracking plane (W/m2)

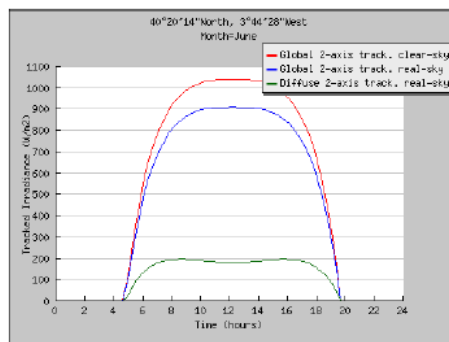
Td: Average daytime temperature profile (deg. C)



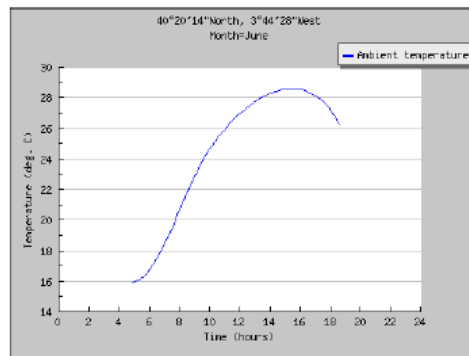
Daily Irradiance on a fixed plane



Direct normal irradiance



Daily Irradiance on a 2-axis tracking plane



Average daily temperature profile

PVGIS (c) European Communities, 2001-2012

Reproduction is authorised, provided the source is acknowledged.

<http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/>

Disclaimer:

The European Commission maintains this website to enhance public access to information about its initiatives and European Union policies in general. However the Commission accepts no responsibility or liability whatsoever with regard to the information on this site.

This information is:

- of a general nature only and is not intended to address the specific circumstances of any particular individual or entity;
- not necessarily comprehensive, complete, accurate or up to date;
- not professional or legal advice (if you need specific advice, you should always consult a suitably qualified professional).

Some data or information on this site may have been created or structured in files or formats that are not error-free and we cannot guarantee that our service will not be interrupted or otherwise affected by such problems. The Commission accepts no responsibility with regard to such problems incurred as a result of using this site or any linked external sites.

Anexo II. Datos radiación Leganés Julio

Average Daily Solar Irradiance

PVGIS Estimates of average daily profiles

Location: 40°20'14" North, 3°44'28" West, Elevation: 636 m a.s.l.,

Inclination of plane: 0 deg.

Orientation (azimuth) of plane: 0 deg.

Radiation estimates

Time	G	Gd	Gc	DNI	DNIc	A	Ad	Ac	Td
04:52	0	0	0	0	0	0	0	0	18.3
05:07	20	17	21	97	99	119	21	123	18.4
05:22	41	28	43	175	179	230	52	238	18.5
05:37	70	39	73	261	267	351	86	364	18.6
05:52	105	49	109	339	348	448	103	465	18.9
06:07	145	59	150	407	417	533	117	552	19.1
06:22	188	68	195	465	477	605	129	627	19.5
06:37	233	77	241	516	529	667	139	690	19.9
06:52	280	85	290	560	575	720	146	745	20.4
07:07	329	92	340	599	615	766	152	792	20.9
07:22	377	98	390	633	650	805	156	833	21.4
07:37	426	104	440	664	681	840	159	868	22.0
07:52	474	110	489	691	709	869	161	898	22.6
08:07	521	114	538	715	733	894	162	923	23.2
08:22	567	118	585	736	755	915	162	945	23.8
08:37	611	122	630	755	775	933	162	964	24.3
08:52	653	125	674	772	792	949	161	979	24.9
09:07	694	127	715	787	808	962	160	992	25.4
09:22	732	129	754	801	822	972	158	1000	25.9
09:37	767	131	791	813	834	981	156	1010	26.4
09:52	800	132	824	823	844	988	154	1020	26.8
10:07	830	133	855	832	854	994	152	1020	27.2
10:22	856	133	882	840	862	999	150	1030	27.6
10:37	880	134	907	847	869	1000	148	1030	27.9
10:52	901	134	928	853	875	1010	146	1040	28.3
11:07	918	134	945	858	880	1010	144	1040	28.6
11:22	932	134	960	861	883	1010	143	1040	28.9
11:37	942	134	970	864	886	1010	142	1040	29.2
11:52	949	134	978	866	888	1010	141	1040	29.4
12:07	953	134	981	867	889	1010	141	1040	29.7
12:22	953	134	981	867	889	1010	141	1040	30.0
12:37	949	134	978	866	888	1010	141	1040	30.2
12:52	942	134	970	864	886	1010	142	1040	30.4
13:07	932	134	960	861	883	1010	143	1040	30.6
13:22	918	134	945	858	880	1010	144	1040	30.8
13:37	901	134	928	853	875	1010	146	1040	31.0
13:52	880	134	907	847	869	1000	148	1030	31.2
14:07	856	133	882	840	862	999	150	1030	31.3
14:22	830	133	855	832	854	994	152	1020	31.4
14:37	800	132	824	823	844	988	154	1020	31.6
14:52	767	131	791	813	834	981	156	1010	31.6
15:07	732	129	754	801	822	972	158	1000	31.7
15:22	694	127	715	787	808	962	160	992	31.8
15:37	653	125	674	772	792	949	161	979	31.8
15:52	611	122	630	755	775	933	162	964	31.8

16:07	567	118	585	736	755	915	162	945	31.8
16:22	521	114	538	715	733	894	162	923	31.7
16:37	474	110	489	691	709	869	161	898	31.6
16:52	426	104	440	664	681	840	159	868	31.5
17:07	377	98	390	633	650	805	156	833	31.3
17:22	329	92	340	599	615	766	152	792	31.1
17:37	280	85	290	560	575	720	146	745	30.9
17:52	233	77	241	516	529	667	139	690	30.6
18:07	188	68	195	465	477	605	129	627	30.3
18:22	145	59	150	407	417	533	117	552	29.9
18:37	105	49	109	339	348	448	103	465	29.5
18:52	70	39	73	261	267	351	86	364	-
19:07	41	28	43	175	179	230	52	238	-

G: Global irradiance on a fixed plane (W/m²)

Gd: Diffuse irradiance on a fixed plane (W/m²)

Gc: Global clear-sky irradiance on a fixed plane (W/m²)

DNI: Direct normal irradiance (W/m²)

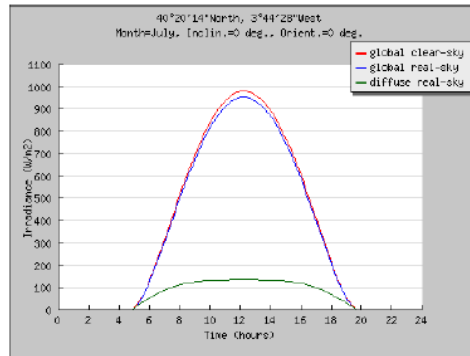
DNIc: Clear-sky direct normal irradiance (W/m²)

A: Global irradiance on 2-axis tracking plane (W/m²)

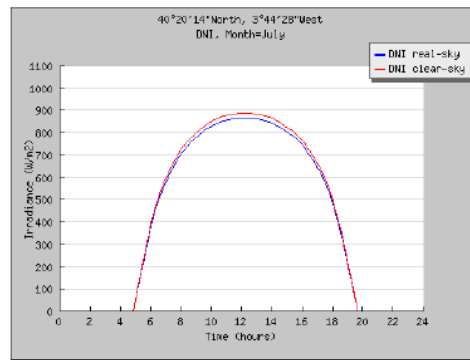
Ad: Diffuse irradiance on 2-axis tracking plane (W/m²)

Ac: Global clear-sky irradiance on 2-axis tracking plane (W/m²)

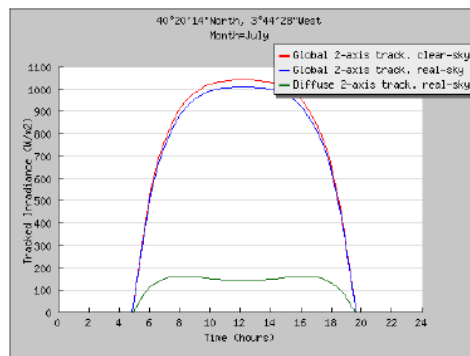
Td: Average daytime temperature profile (deg. C)



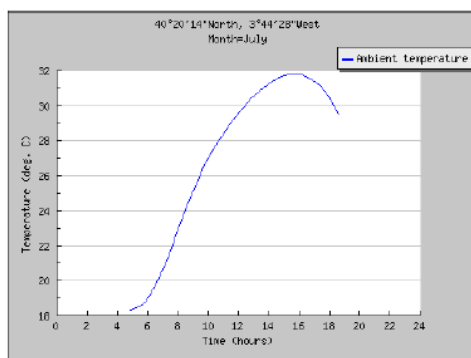
Daily Irradiance on a fixed plane



Direct normal irradiance



Daily Irradiance on a 2-axis tracking plane



Average daily temperature profile

PVGIS (c) European Communities, 2001-2012

Reproduction is authorised, provided the source is acknowledged.

<http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/>

Disclaimer:

The European Commission maintains this website to enhance public access to information about its initiatives and European Union policies in general. However the Commission accepts no responsibility or liability whatsoever with regard to the information on this site.

This information is:

- of a general nature only and is not intended to address the specific circumstances of any particular individual or entity;
- not necessarily comprehensive, complete, accurate or up to date;
- not professional or legal advice (if you need specific advice, you should always consult a suitably qualified professional).

Some data or information on this site may have been created or structured in files or formats that are not error-free and we cannot guarantee that our service will not be interrupted or otherwise affected by such problems. The Commission accepts no responsibility with regard to such problems incurred as a result of using this site or any linked external sites.

Anexo III. Datos radiación Leganés Agosto

Average Daily Solar Irradiance

PVGIS Estimates of average daily profiles

Location: 40°20'14" North, 3°44'28" West, Elevation: 636 m a.s.l.,

Inclination of plane: 0 deg.

Orientation (azimuth) of plane: 0 deg.

Radiation estimates

Time	G	Gd	Gc	DNI	DNIc	A	Ad	Ac	Td
04:52	0	0	0	0	0	0	0	0	17.7
05:07	0	0	0	0	0	0	0	0	17.6
05:22	0	0	0	0	0	0	0	0	17.7
05:37	21	18	22	82	83	103	20	107	17.8
05:52	44	31	46	157	161	213	53	222	17.9
06:07	74	44	78	242	247	331	84	344	18.2
06:22	112	55	117	318	325	429	104	446	18.5
06:37	153	66	160	385	393	515	121	534	19.0
06:52	198	77	206	443	452	588	134	609	19.5
07:07	244	86	254	493	503	650	145	674	20.0
07:22	292	95	303	537	548	704	154	730	20.6
07:37	341	103	353	575	588	751	161	777	21.2
07:52	389	110	403	609	622	791	166	819	21.8
08:07	437	116	452	639	653	825	170	854	22.4
08:22	484	122	501	666	680	855	172	884	23.1
08:37	530	127	547	690	704	880	174	910	23.7
08:52	573	131	592	711	726	901	175	931	24.3
09:07	615	135	635	729	745	920	175	950	24.8
09:22	655	138	676	746	761	935	174	965	25.4
09:37	691	140	713	760	776	948	173	978	25.8
09:52	726	142	748	773	789	958	172	988	26.3
10:07	757	144	780	784	801	967	170	997	26.7
10:22	785	145	809	794	810	974	169	1000	27.1
10:37	810	146	834	802	819	980	167	1010	27.5
10:52	831	147	856	809	826	984	166	1010	27.8
11:07	849	147	875	814	832	988	165	1020	28.1
11:22	864	148	890	819	836	990	163	1020	28.4
11:37	874	148	901	822	839	992	163	1020	28.7
11:52	882	148	908	824	842	994	162	1020	29.0
12:07	885	148	912	825	843	994	162	1020	29.3
12:22	885	148	912	825	843	994	162	1020	29.5
12:37	882	148	908	824	842	994	162	1020	29.8
12:52	874	148	901	822	839	992	163	1020	30.0
13:07	864	148	890	819	836	990	163	1020	30.3
13:22	849	147	875	814	832	988	165	1020	30.5
13:37	831	147	856	809	826	984	166	1010	30.7
13:52	810	146	834	802	819	980	167	1010	30.9
14:07	785	145	809	794	810	974	169	1000	31.0
14:22	757	144	780	784	801	967	170	997	31.2
14:37	726	142	748	773	789	958	172	988	31.3
14:52	691	140	713	760	776	948	173	978	31.4
15:07	655	138	676	746	761	935	174	965	31.5
15:22	615	135	635	729	745	920	175	950	31.5
15:37	573	131	592	711	726	901	175	931	31.5
15:52	530	127	547	690	704	880	174	910	31.5

16:07	484	122	501	666	680	855	172	884	31.4
16:22	437	116	452	639	653	825	170	854	31.3
16:37	389	110	403	609	622	791	166	819	31.2
16:52	341	103	353	575	588	751	161	777	31.0
17:07	292	95	303	537	548	704	154	730	30.8
17:22	244	86	254	493	503	650	145	674	30.6
17:37	198	77	206	443	452	588	134	609	30.3
17:52	153	66	160	385	393	515	121	534	30.0
18:07	112	55	117	318	325	429	104	446	29.6
18:22	74	44	78	242	247	331	84	344	29.2
18:37	44	31	46	157	161	213	53	222	28.8

G: Global irradiance on a fixed plane (W/m²)

Gd: Diffuse irradiance on a fixed plane (W/m²)

Gc: Global clear-sky irradiance on a fixed plane (W/m²)

DNI: Direct normal irradiance (W/m²)

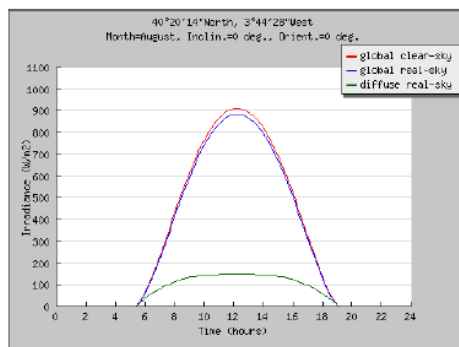
DNIc: Clear-sky direct normal irradiance (W/m²)

A: Global irradiance on 2-axis tracking plane (W/m²)

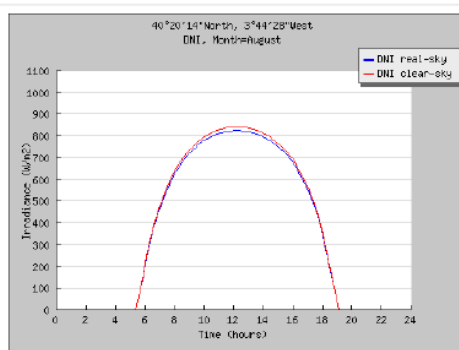
Ad: Diffuse irradiance on 2-axis tracking plane (W/m²)

Ac: Global clear-sky irradiance on 2-axis tracking plane (W/m²)

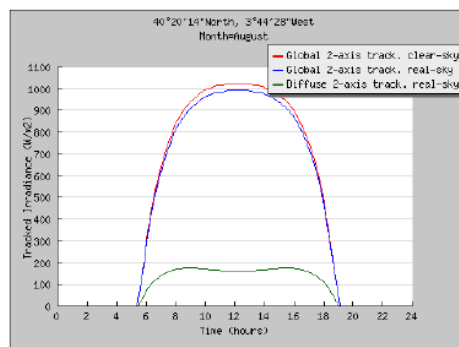
Td: Average daytime temperature profile (deg. C)



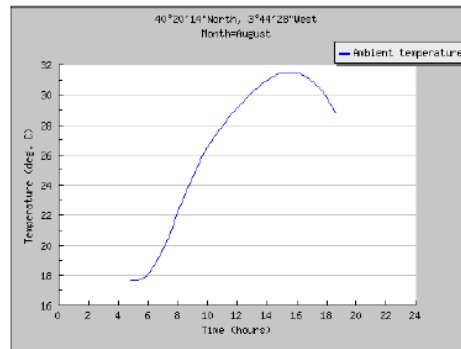
Daily Irradiance on a fixed plane



Direct normal irradiance



Daily Irradiance on a 2-axis tracking plane



Average daily temperature profile

PVGIS (c) European Communities, 2001-2012
Reproduction is authorised, provided the source is acknowledged.
<http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/>

Disclaimer:

The European Commission maintains this website to enhance public access to information about its initiatives and European Union policies in general. However the Commission accepts no responsibility or liability whatsoever with regard to the information on this site.

This information is:

- of a general nature only and is not intended to address the specific circumstances of any particular individual or entity;
- not necessarily comprehensive, complete, accurate or up to date;
- not professional or legal advice (if you need specific advice, you should always consult a suitably qualified professional).

Some data or information on this site may have been created or structured in files or formats that are not error-free and we cannot guarantee that our service will not be interrupted or otherwise affected by such problems. The Commission accepts no responsibility with regard to such problems incurred as a result of using this site or any linked external sites.

Anexo IV. Datos radiación Leganés Septiembre



Photovoltaic Geographical Information System

European Commission
Joint Research Centre
Ispra, Italy

Average Daily Solar Irradiance

PVGIS Estimates of average daily profiles

Location: 40°20'14" North, 3°44'28" West, Elevation: 636 m a.s.l.,

Inclination of plane: 0 deg.

Orientation (azimuth) of plane: 0 deg.

Radiation estimates

Time	G	Gd	Gc	DNI	DNIc	A	Ad	Ac	Td
04:52	0	0	0	0	0	0	0	0	14.3
05:07	0	0	0	0	0	0	0	0	14.3
05:22	0	0	0	0	0	0	0	0	14.3
05:37	0	0	0	0	0	0	0	0	14.3
05:52	0	0	0	0	0	0	0	0	14.4
06:07	13	13	13	57	66	69	12	79	14.7
06:22	34	27	34	126	147	167	39	191	14.9
06:37	63	41	65	209	243	294	81	335	15.3
06:52	98	53	103	286	334	394	102	449	15.7
07:07	137	65	146	352	411	479	119	546	16.2
07:22	179	76	193	407	475	550	132	627	16.6
07:37	222	86	241	454	530	610	144	694	17.2
07:52	266	95	290	495	577	660	152	752	17.7
08:07	310	103	340	530	618	703	160	800	18.3
08:22	353	111	389	560	653	740	165	841	18.8
08:37	395	117	437	586	684	771	169	876	19.4
08:52	436	123	483	609	711	797	172	905	19.9
09:07	474	128	527	629	734	820	175	930	20.4
09:22	511	132	569	647	755	839	176	951	20.9
09:37	546	136	609	662	773	854	177	969	21.4
09:52	577	139	645	676	788	868	177	983	21.8
10:07	606	141	679	687	802	879	177	995	22.2
10:22	633	143	709	697	813	888	176	1010	22.6
10:37	656	145	735	706	823	895	176	1010	22.9
10:52	676	146	758	713	832	901	175	1020	23.3
11:07	693	147	778	719	838	905	174	1030	23.6
11:22	706	148	793	723	844	909	174	1030	23.9
11:37	716	149	805	727	848	911	173	1030	24.2
11:52	723	149	813	729	850	913	173	1030	24.5
12:07	727	149	817	730	851	914	173	1030	24.8
12:22	727	149	817	730	851	914	173	1030	25.1
12:37	723	149	813	729	850	913	173	1030	25.4
12:52	716	149	805	727	848	911	173	1030	25.6
13:07	706	148	793	723	844	909	174	1030	25.9
13:22	693	147	778	719	838	905	174	1030	26.1
13:37	676	146	758	713	832	901	175	1020	26.3
13:52	656	145	735	706	823	895	176	1010	26.5
14:07	633	143	709	697	813	888	176	1010	26.6
14:22	606	141	679	687	802	879	177	995	26.7
14:37	577	139	645	676	788	868	177	983	26.7
14:52	546	136	609	662	773	854	177	969	26.8
15:07	511	132	569	647	755	839	176	951	26.7
15:22	474	128	527	629	734	820	175	930	26.6
15:37	436	123	483	609	711	797	172	905	26.5
15:52	395	117	437	586	684	771	169	876	26.4

16:07	353	111	389	560	653	740	165	841	26.2
16:22	310	103	340	530	618	703	160	800	26.0
16:37	266	95	290	495	577	660	152	752	25.7
16:52	222	86	241	454	530	610	144	694	25.4
17:07	179	76	193	407	475	550	132	627	25.1
17:22	137	65	146	352	411	479	119	546	24.8
17:37	98	53	103	286	334	394	102	449	24.5
17:52	63	41	65	209	243	294	81	335	24.1
18:07	34	27	34	126	147	167	39	191	23.8
18:22	13	13	12	0	0	6	5	5	23.4
18:37	0	0	0	0	0	0	0	0	23.0

G: Global irradiance on a fixed plane (W/m2)

Gd: Diffuse irradiance on a fixed plane (W/m2)

Gc: Global clear-sky irradiance on a fixed plane (W/m2)

DNI: Direct normal irradiance (W/m2)

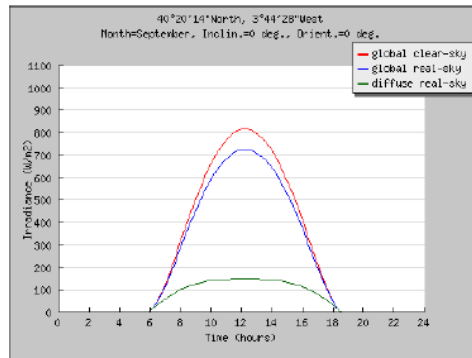
DNIc: Clear-sky direct normal irradiance (W/m2)

A: Global irradiance on 2-axis tracking plane (W/m2)

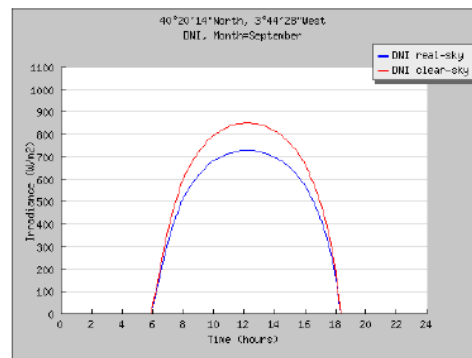
Ad: Diffuse irradiance on 2-axis tracking plane (W/m2)

Ac: Global clear-sky irradiance on 2-axis tracking plane (W/m2)

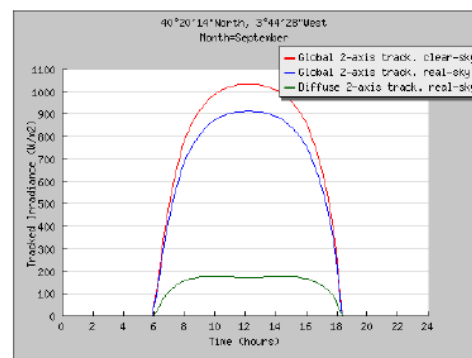
Td: Average daytime temperature profile (deg. C)



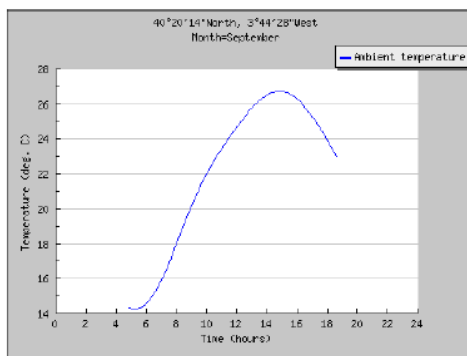
Daily Irradiance on a fixed plane



Direct normal irradiance



Daily Irradiance on a 2-axis tracking plane



Average daily temperature profile

PVGIS (c) European Communities, 2001-2012

Reproduction is authorised, provided the source is acknowledged.

<http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/>

Disclaimer:

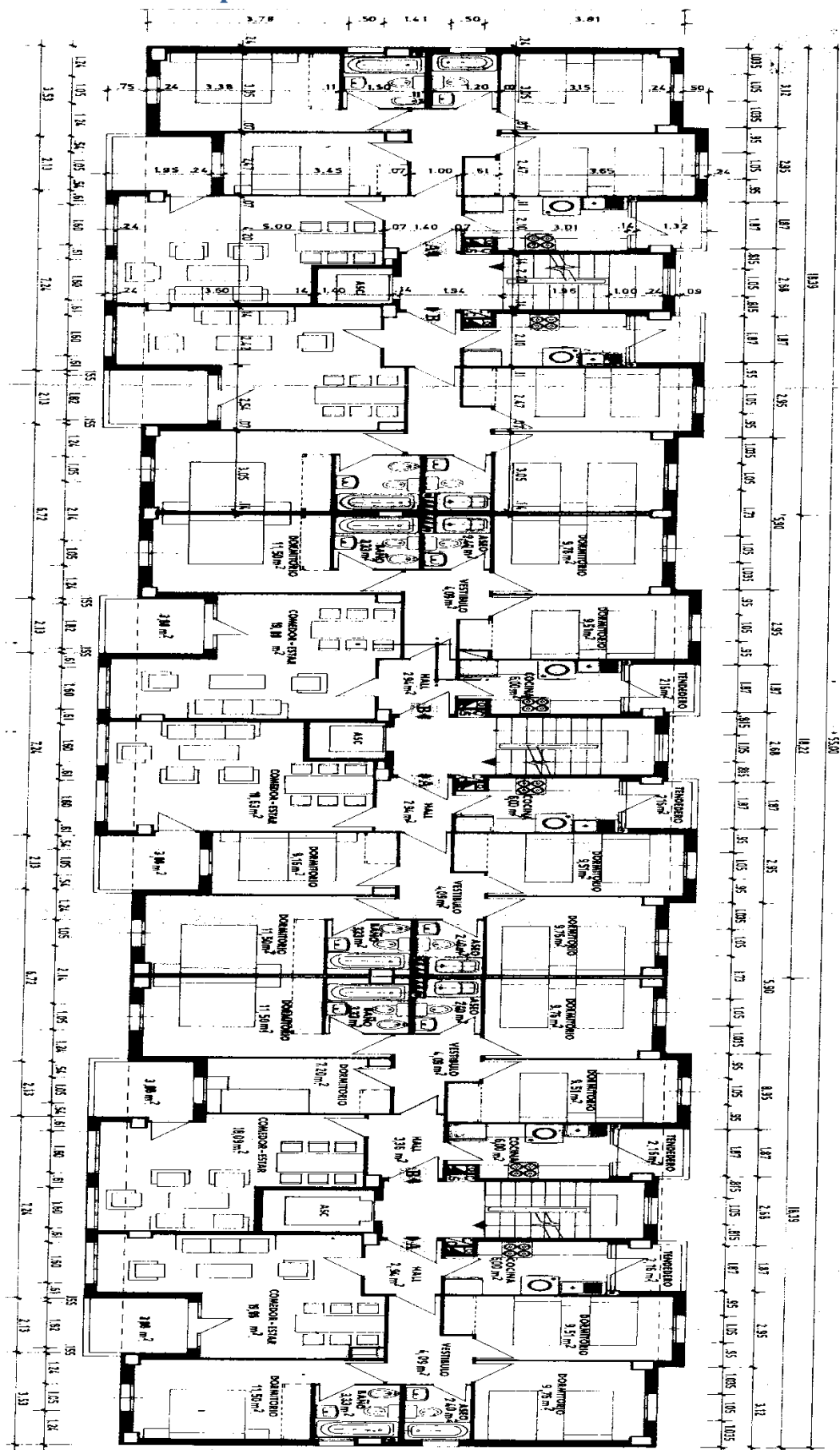
The European Commission maintains this website to enhance public access to information about its initiatives and European Union policies in general. However the Commission accepts no responsibility or liability whatsoever with regard to the information on this site.

This information is:

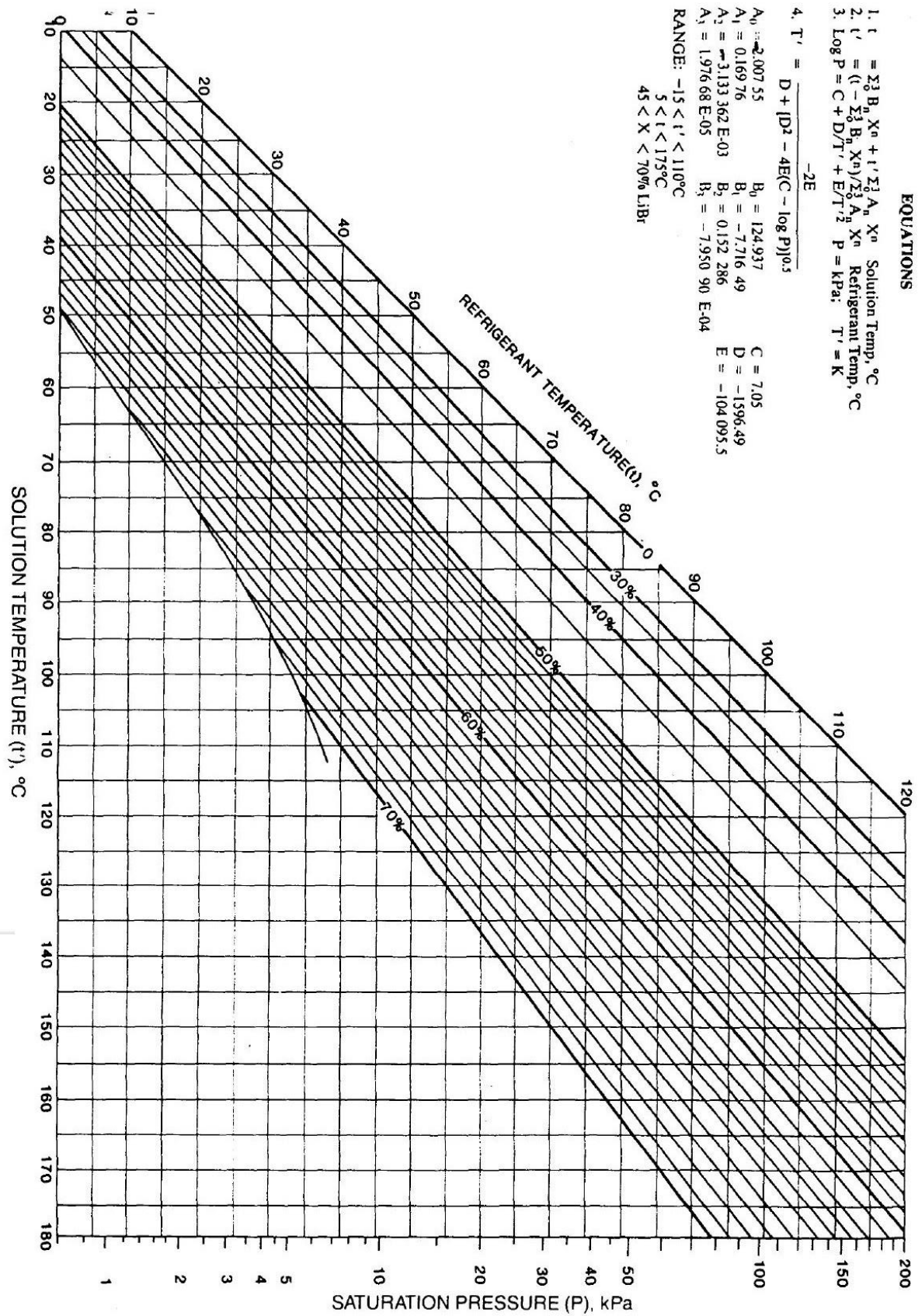
- of a general nature only and is not intended to address the specific circumstances of any particular individual or entity;
- not necessarily comprehensive, complete, accurate or up to date;
- not professional or legal advice (if you need specific advice, you should always consult a suitably qualified professional).

Some data or information on this site may have been created or structured in files or formats that are not error-free and we cannot guarantee that our service will not be interrupted or otherwise affected by such problems. The Commission accepts no responsibility with regard to such problems incurred as a result of using this site or any linked external sites.

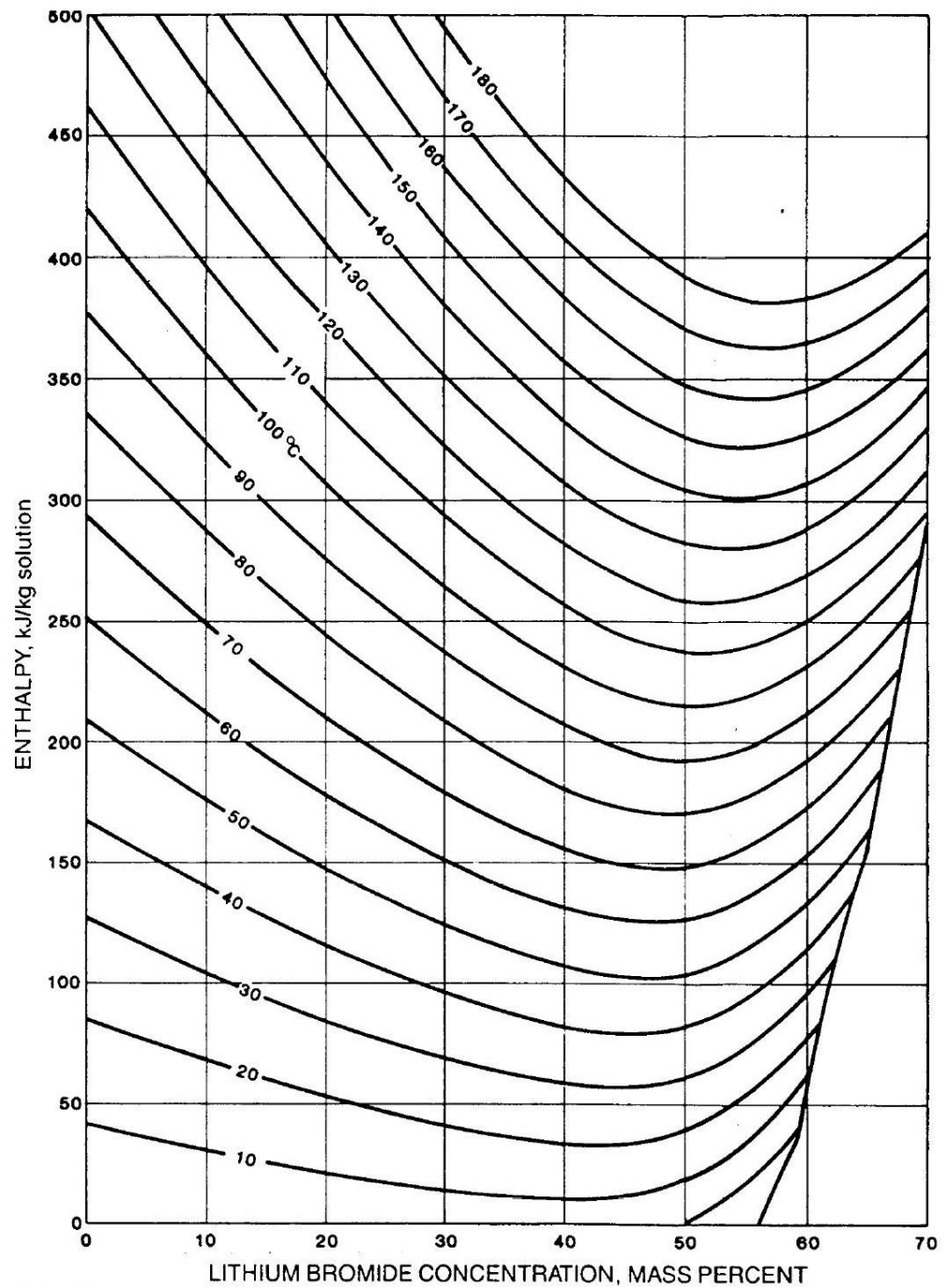
Anexo V. Plano en planta del edificio



Anexo VI. Diagrama de Duhring



Anexo VII. Diagrama de Merkel



EQUATIONS CONCENTRATION RANGE 40 < X < 70% LiBr TEMPERATURE RANGE 15 < t < 165°C

$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n$ in kJ/kg, where $t = ^\circ\text{C}$ and $X = \%\text{LiBr}$

$$A_0 = -2024.33$$

$$A_1 = 163.309$$

$$A_2 = -4.88161$$

$$A_3 = 6.302948 \text{ E-2}$$

$$A_4 = -2.913705 \text{ E-4}$$

$$B_0 = 18.2829$$

$$B_1 = -1.1691757$$

$$B_2 = 3.248041 \text{ E-2}$$

$$B_3 = -4.034184 \text{ E-4}$$

$$B_4 = 1.8520569 \text{ E-6}$$

$$C_0 = -3.7008214 \text{ E-2}$$

$$C_1 = 2.8877666 \text{ E-3}$$

$$C_2 = -8.1313015 \text{ E-5}$$

$$C_3 = 9.9116628 \text{ E-7}$$

$$C_4 = -4.4441207 \text{ E-9}$$

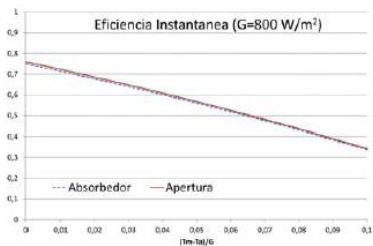
Anexo VIII. Ficha técnica y precio Panel Solar



CAPG12/6.2

Termicol Energía Solar

Cap. Solar Plano Selectivo T25PS



Datos energéticos Norma de ensayo EN -12975

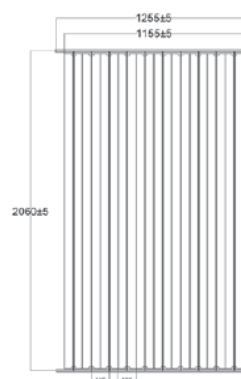
Referida al área de apertura y Tm	
Factor óptico (η ₀)	0,758
Factor lineal pérdidas (α ₀₁) W/m²K	5,54
Factor cuadrático pérdidas (α ₀₂) W/m²K²	0,022
Referida al área del absorbedor y Tm	
Factor óptico (η ₀)	0,749
Factor lineal pérdidas (α ₀₁) W/m²K	5,48
Factor cuadrático pérdidas (α ₀₂) W/m²K²	0,022

Dimensiones

Dimensiones externas	
Largo (mm)	2130
Ancho (mm)	1200
Fondo (mm)	83
Área del bruta(m²)	2,5
Área neta (m²)	2,4
Dimensiones absorbedor	
Largo (mm)	2057
Ancho (mm)	1155
Área del absorbedor (m²)	2,4



Absorbedor	
Tipo	Multibanda
Material	Aluminio
Tipo de soldadura	Ultrasónica
Número de tubos	10
Diámetros externos (mm)	
Tubos Colectores	18
Tubos Verticales	8
Recubrimiento	
Tipo	Pintura Negra
Material	EPOCROM
Aplicación	Manual



Aislamiento	
Tipo	Manta
Material	Lana de vidrio
Dimensiones (mm)	
Largo	2100
Ancho	1180
Área	2,48
Espesor	40
Conductividad (W/m2 K)	0,034

Cofre de aluminio	
Tipo	Extrusionado y Anodizado
Material	AL-6063 T5
Dimensiones (mm)	
Largo	2130
Ancho	1200
Alto	83
Presiones mecánicas máximas (Pa)	
Positiva	1008
Negativa	1012

Parámetros varios	
Peso en vacío (kg)	39
Volumen interior (litros)	1,27

Caída de presión	
Caída de presión (mm.c.a.) vs. caudal (l/min)	
Término lineal	2,329
Término cuadrático	3,611
Caudal Óptimo	40 l/h m ²

Parámetros de ensayo EN-12975	
Potencia Pico (W/m2)	1789
Capacidad térmica efectiva (J/K)	14280
Modificador del ángulo de incidencia	0,88
Constante de tiempo (s)	53
Ta estancamiento exp. (°C)	99
Ta estancamiento teórica. (°C)	128



WEB EN DESARROLLO:
LOS PRECIOS E INFORMACIÓN PUEDEN
DIFERIR DE LA VERSIÓN COMERCIAL.

[Mi cuenta](#) [Identificarse](#)

[HOME](#)

[MUNDO COBBER](#)

[PRODUCTOS](#)

Buscar por

[CONTACTO](#)

[HOME](#) » [PRODUCTOS](#) » [CALEFACCIÓN Y ACS](#) » [ENERGÍAS RENOVABLES](#) » [ENERGÍA SOLAR](#) » [CAPTADORES](#) » [TERMICOL](#) » [CAPTADOR T25PS](#)



CAPTADOR T25PS

Ref.: T25PS

565,00 €

+ I.V.A. (Precio PVP, consúltenos su precio)

[Quiero comprar](#)

[Hacer una pregunta](#)

Anexo IX. Ficha técnica Intercambiador de Calor



energía eficiente 300kw - 800 kw 16 kg / s
intercambiador de calor de placas junta
caudal de líquido

Precio por Unidad: US \$ 200.0-10000.0 / Pieza
[Conseguir Precio Último](#)
Cantidad Mínima: 1 Pieza
Términos Comerciales: FOB, CIF, EXW
Condiciones de Pago: T/T
Tiempo Válido del Precio: 12/8/2014 ~ 3/8/2015

Detalles de Producto

Información Básica

No. de Modelo: BB60/BH60
Material Estructura: Material Metálico
Aplicación: Enfriador
Transferencia de Calor de superficie: Intercambiador de Calor de Placa
Principio: Intercambiador de Calor Recuperativa
Tipo: Acero Inoxidable Equipamiento Calefacción
Estilo: Placa

Información Adicional

Marca: Baode
Estándar: ISO9001, CE, UL, WRAS, ROHS and etc.
Código del HS: 8419500090
Embalaje: Standard Plywood Box
Origen: China
Capacidad de Producción: 300 PCS/Month

Descripción de Producto

intercambiador de calor Baode hay, marca 1 china en el intercambiador de calor de placas gaslekt. el intercambiador de calor de placas consiste en un conjunto de placas metálicas corrugadas, con orificios para el paso de los dos fluidos entre los que la transferencia de calor se llevará a cabo. el paquete de placas está montado entre una placa bastidor fija y una placa de presión móvil y apretado mediante pernos. las placas incorporan juntas que sellan el canal placa inter y dirigen los fluidos por canales alternos. el número de placas se determina por la tasa de flujo, las propiedades físicas de los fluidos, caída de presión y programa de temperatura. las ondulaciones placas favorece la turbulencia del fluido y apoyan las placas contra la presión diferencial. la placa de marco y la placa de presión están suspendidos de una barra superior y se por una barra de guiado inferior, ambos de los cuales están fijados a una columna de soporte. conexiones se encuentran en la placa de bastidor o, si uno o ambos fluidos hacen más que una sola pasada dentro de la unidad, en el marco y placas de presión.

Ventajas de Baode junta intercambiador de calor de placas espacio
ahorrando energía y Baode eficiente intercambiador de calor de placas son el sueño de el sistema constructor! con sus diseños compactos que requieren 20-50% menos de espacio en el sistema de una unidad de carcasa y tubo comparable. ya que requieren hasta un 80% menos de los medios de enfriamiento, se puede incorporar bombas más pequeñas que consumirán menos energía
industria alimentaria

Modelo	BB60/BH60	
Cruz Referencia ALFA LAVAL	M6, M6M	
Altura, H [milímetros]	920	940
Anchura, W [milímetro]	320	330
Minuto estándar longitud, L [milímetros]	500	500
Máximo estándar longitud, L [milímetros]	1500	1500
Vertical acceso distancia, VC [milímetros]	640	640
Horizontal acceso distancia, HC [milímetros]	140	140
Máximo temperatura [° C]	180	180
Máximo presión [barg]	10	16
Borde talla	DN50/2"	DN50/2"
Máximo. flujo tarifa [kg/s]	16	

Anexo X. Catálogo y Ficha técnica Máquina de absorción



SAB-HW

Máquina de Absorción accionada por agua caliente
Potencia frigorífica de 53 a 3.516 kW



CUMPLIMIENTO DE LAS DIRECTIVAS EUROPEAS: LA MÁQUINA HA SIDO DISEÑADA Y FABRICADA CUMPLIENDO CON LAS SIGUIENTES DIRECTIVAS EC:

- 98/27/EC DIRECTIVA DE MAQUINARIA, 73/23 EC DIRECTIVA DE BAJO VOLTAJE,
- 89/336 EC DIRECTIVA EMC,
- 97/23 EC DIRECTIVA DE EQUIPOS DE PRESIÓN.

ANTES DEL ENVÍO SE REALIZAN LAS SIGUIENTES PRUEBAS EN FÁBRICA:

- PRUEBA DE FUGAS CON HE (HELIO) Y N₂ (NITRÓGENO)
- PRUEBA HIDRÁULICA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR
- PRUEBA ELÉCTRICA DEL PANEL DE CONTROL Y EQUIPOS AUXILIARES
- PRUEBA DE CARGA PARCIAL Y TOTAL

Características

Las Máquinas de Absorción Modelos SAB-HW, son de alta eficiencia con rendimientos de 0,7 ~ 0,9, en frío y en calor y de libre cristalización. Se producen en 25 tamaños de 53 kW hasta 3,516 kW. Como fuente de alimentación de la máquina se utiliza agua caliente procedente de Generadores, Paneles Solares Térmicos u otros, como refrigerante o solución absorbente se usa Bromuro de Litio y agua desmineralizada. Cumplimiento de las directivas Europeas: La máquina ha sido diseñada y fabricada cumpliendo con las siguientes directivas EC: 98/27/EC Directiva de Maquinaria, 73/23 EC Directiva de bajo voltaje, 89/336 EC Directiva EMC, 97/23 EC Directiva de equipos de presión. Antes del envío las siguientes pruebas son realizadas en fábrica: Prueba de fugas con He (helio) y N₂ (nitrógeno), Prueba hidráulica

de los intercambiadores de calor, Prueba eléctrica del panel de control y equipos auxiliares, Prueba de carga parcial y total. Las Máquinas de Absorción de doble efecto, accionadas por gases de escape, Mod. SAB-HW, Series High Efficiency Green Energy, vienen completamente ensambladas de fábrica, compuestas por:

- Evaporador
- Absorbedor
- Condensador
- Generador
- Intercambiador de calor de la solución intermedia
- Tubos interiores: realizados en acero al carbono. Las tuberías susceptibles de corrosión están realizadas en acero inoxidable
- Bomba de solución, con motor sellado refrigerado por la misma solución bombeada

beada

- Bomba de refrigerante, con motor sellado refrigerado por la misma solución bombeada
- Bomba de vacío
- Manómetro diferencial para verificar la presión de vacío dentro de las partes de la máquina de absorción (carcasa, tanque de gases no condensables, línea de bomba de vacío)
- Panel de control y potencia con Microprocesador de protocolo de interfaz en ModBus, BacNet, Ethernet o Lon
- Primera carga de refrigerante (agua desmineralizada + alcohol octílico)
- Primera carga de solución absorbente compuesta por bromuro de litio, agua desmineralizada, inhibidor de corrosión (molibdato de Litio)

Datos técnicos

Modelo SAB-HW			1	2	3	4	5	6	8	10	12	15	18	22	
Potencia nominal frigorífica			kW	53	70	105	141	176	229	281	352	422	527	633	838
Circuito de agua refrigeración	Temperatura entrada / salida	°C					Entrada 13 °C			Salida 8 °C					
	Caudal de agua	m³/h	9,1	12,1	18,1	24,2	30,2	39,3	48,4	60,5	72,6	90,7	108,9	127	
	Pérdida de carga	kPa	32	50	40	82	84	75	75	67	67	58	57	107	
	Medida de conexión	mm	40	40	50	65	65	80	80	100	100	100	125	125	
Circuito de agua enfriada	Temperatura entrada / salida	°C					Entrada 31 °C			Salida 36,5 °C					
	Caudal de agua	m³/h	19,6	26,1	39,3	52,4	65,5	83,4	102,6	128,3	154	193	231	270	
	Pérdida de carga	kPa	36,5	52	41	85	80	91	91	53	53	56	56	99	
	Medida de conexión	mm	80	80	80	80	100	125	125	125	125	150	200	200	
Circuito de agua calentada	Temperatura entrada / salida	°C					Entrada 95 °C			Salida 80 °C					
	Caudal de agua	m³/h	4,2	5,7	8,4	11,1	13,9	18,1	22,3	27,9	33,4	41,8	50,1	58,5	
	Pérdida de carga	kPa	18	22	20	21	27	19	19	54	54	54	54	35	
	Medida de conexión	mm	25	25	40	40	50	50	65	65	65	80	80	100	
Electricidad	Alimentación	V/Ph/Hz	380 / III / 50												
	Bomba de solución	kW (A)	0,75	0,75	1,5	1,5	1,5	2,95	2,95	4	4	4,4	4,4	5,7	
	Bomba de refrigerante	kW (A)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4	0,4	0,6	0,6	0,6	0,6	2	
	Bomba de vacío	kW (A)	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	
	Intensidad total	kVA	3,2	3,2	4,1	4,1	4,1	8,9	8,9	9,1	9,1	9,8	9,8	14,4	
Dimensiones	Largo	mm	1.530	1.530	1.952	2.262	2.262	2.850	2.850	4.005	4.005	4.005	4.005	4.596	
	Ancho	mm	1.690	1.690	1.326	1.326	1.326	1.427	1.427	1.427	1.427	1.427	1.427	1.704	
	Alto	mm	1.650	1.650	2.310	2.310	2.310	2.582	2.582	2.582	2.582	2.582	2.582	3.241	
Peso	En funcionamiento	T	1,8	1,8	2,6	2,8	3,1	3,9	4	6,7	6,7	7,2	7,3	10,4	
	Para Transporte	T	1,6	1,6	2,3	2,4	2,8	3,6	3,7	5,5	5,5	6	6,1	9,1	